BULETINUL ŞTIINŢIFIC ŞI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC
TIMIŞOARA

SERIE NOUĂ

1967 DEC 6

Tomul 10 (24) Fasc. 1

IANUARIE—IUNIE
— 1965 —

1972

BULETINUL ŞTIINŢIFIC ŞI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC
TIMIŞOARA

SERIE NOUĂ

Tom 10 (24) Fasc. 1

IANUARIE — IUNIE
— 1965 —

1989

BME KÖZPONTI KÖNYVTÁRA
F
7414
FOLYÓIRAT OSZTÁLY

COMITETUL DE REDACȚIE

Prof. ing. GH. SILAȘ (redactor responsabil) prof. ing. C. AVRAM membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România, prof. dr. C. DRĂGULESCU, membru al Academiei Republicii Socialiste România, prof. dr. ing. ȘT. NĂDĂȘAN, membru al Academiei Republicii Socialiste România, prof. ing. I. ANTON, mebru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România, prof. ing. AL. ROGOJAN, prof. ing. T. DORDEA, prof. O. EM, GHEORGHIU, prof. ing. V. GHEORGHIU, prof. ing. D. MATEESCU și prof. dr. I. NANU.

Toate manuscrisele trimise spre a fi publicate în Buletin vor fi adresate tovarășului profesor GH. SILAȘ „Institutul Politehnic Timișoara", Republica Socialistă România, cu mențiunea „Pentru Buletin".

Tous les manuscrits destinés à paraître dans le „Buletin" seront adressés a M. le prof. GH. SILAȘ, Institut Polytechnique de Timișoara, République Socialiste Roumanie, avec la mention „pour le Buletin".

Все рукописи присылаемые для опубликования в »Бюллтене« адресовать на имя проф. Г. СИЛАШ, Политехнический Институт в Тимишоаре, Социалистическая Республика Румыния, с примечением »для Бюллетеня«.

Budapesti Műszaki Egyetem
Központi Könyvtár
P 283/1987

BULETINUL ŞTIINŢIFIC ŞI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN TIMIŞOARA

Seria II, Tom 10 (24), Fasc. 1. Ianuarie-Iunie 1965

SUMAR:

I. MATEMATICĂ — FIZICĂ — MECANICĂ

Pag.

ŞT. TÖLGY, V. OIŢĂ, N. NEAMŢU, ELEONORA OBĂGEANU, Două probleme de cuadratură soluţionate cu ecuaţii funcţionale . . 9
R. VOINEA, M. ATANASIU, Acceleraţii relative în cazul mişcării de rostogolire 15

II. CHIMIE

D. BECHERESCU, E. IVAN, Consideraţii asupra unor topituri din sistemul MgO—CeO_2 obţinute cu ajutorul plasmei 21
C. DRĂGULESCU, R. POMOJE, Studiul extracţiei fierului din soluţii clorhidrice cu acetat de butil 35
GH. FACSKO, I. RĂDOI, Rafinarea intensivă a cuprului cu catod vibrant 43
I. FLOREA, Asupra tetraiodomercuriatului de 2-etoxi-6,9-diaminoacridin 51
FR. GOTTHARD, L. MINEA, R. RUSSU, Sinteza unor site moleculare şi aplicaţiilor lor 59
N. LUPEI, Contribuţiuni la cunoaşterea mineralizaţiilor aurifere de la Stanija Techereu 65
I. REICHEL, R. VILCEANU, Despre structura complexului molecular de adiţie $CH_3NO_2 \cdot AlCl_3$ — spectre în infraroşu 71
I. REICHEL, R. PALEA, I. IORGA, I. BOC, A. DEMIAN, Despre comportarea metilnaftalinelor în fază de vapori faţă de amoniac şi în fază lichidă faţă de oxigen molecular, în prezenţă de catalizatori 79
P. TRIBUNESCU, GH. PIRLEA, Cinetica descompunerii termice a fericianurilor de argint şi taliu 89

III. ŞTIINŢE TEHNICE

L. BAGIU, I. SPOREA, Cercetări experimentale pentru înlocuirea aliajului Silafont din import folosit la turnarea rotoarelor de ventilator L.D.E. 99
V. BERINDEAN, Contribuţii la studiul autoaprinderii amestecurilor omogene în funcţii de coeficientul de excedent de aer 105
MAGDALENA CĂPROIU, N. IONESCU, Studiul experimental al influenţei parametrilor constructivi ai cuţitelor asupra rezistenţei la tăiere a furajelor rădăcinoase 113
N. GHEORGHIU, A. CORNUT, Corelarea capacităţii portante cu precizia de măsurare la captorii dinamometrici cu traductori rezistivi 123
FR. KOVÁCS, O nouă metodă de verificare a evitării blocării datorite forţelor de frecare 131

Pag

FR. KOVÁCS, L. BAGIU, I. SPOREA, O nouă metodă pentru măsurarea profilelor evolventice ale flancurilor dinților roților dințate cilindrice cu dinți drepți 143

FR. KOVÁCS, B. HOROWITZ, AL. MÜLLER, M. CRUDU, D. PERJU, I. MICȘA, Incercări în vederea stabilirii influenței solicitării la încovoiere a dintelui asupra fenomenului de Pitting, la roți dințate cilindrice cu dinți drepți 155

A. NICHICI, I. VEGA, Influența materialului sculei asupra caracteristicilor tehnologice la prelucrarea cu scîntei electrice a orificiilor profilate în oțeluri C 120 165

VL. POPOVICI, N. DANCIU, Studiul procedeelor tehnologice de prelucrare și control al carcaselor motoarelor electrice de tracțiune în vederea îmbunătățirii paralelismului între axe . . . 175

GH. SAVII, P. SULEA, A. ȚIGĂNOIU, Studiul caracteristicilor de frecare ale unor materiale aglomerate folosite ca segmenți de frînă la autovehicole 187

C. UNGUREANU, I. BEJAN, P. COJEREANU, E. COTOCIU, D. NEGRU, Studiul finetei de pulverizare la injectoarele rotative . . 193

I. ZĂGĂNESCU, C. POPESCU, Aspectul energetic și funcțional în utilizarea diferitelor sorturi de combustibil la motoarele Diesel de locomotivă 203

I. ZĂGĂNESCU, C. POPESCU, Determinarea gradului de economicitate a locomotivelor Diesel pentru diferite sorturi de combustibil . 215

I. HEINRICH, Considerații privind exploatarea economică a stațiilor de transformare cu mai multe transformatoare 229

I. NOVAC, Studiul posibilităților de simetrizare completă a mașinii trimonofazate de sudare prin intermediul unei tensiuni monofazate suplimentare 237

V. VĂZDĂUȚEANU, Cercetări cu privire la determinarea puterii motorului de inducție în scurt circuit la sisteme de acționare cu moment mare de inerție 249

V. VĂZDĂUȚEANU, Metodă de calcul pentru aprecierea eficacității aplicării frînării electrice prin recuperare de energie la căile ferate 259

C. AVRAM, O. MÎRȘU, C. BOB, R. FRIEDRICH, Influența compresiunii excentrice asupra comportării cadrelor portal de beton armat în domeniul plastic 269

R. FRIEDRICH, G. ROTARU, Stabilirea omogenității și calității betonului din fundața turbinei TA-2 de la I.R.E. Banat . . . 279

M. LATEȘ, Caracteristicile hidraulice unei ecluze navigabile în căderea reversibilă destinată incintelor stuficole din Delta Dunării . 287

M. PĂUNESCU, Infigerea prin vibrare a tuburilor metalice în pămînturi nisipoase 291

D. MATEESCU, I. FLEȘERIU, E. FLEȘERIU, ELENA SCHUCH, M. IVAN, L. GĂDEANU, C. STOIAN, Determinarea suprafețelor de influență la cupole cu nervuri și nele 297

D. MATEESCU, I. FLEȘERIU, I. APPELTAUER, V. BOTA, D. ROȘU, I. GRÜNER, I. MUNTENU, M. IVAN, L. GĂDEANU Considerații teoretice privind calculul static și verificarea stabilității cupolelor cu nervuri și inele 311

НАУЧНО—ТЕХНИЧЕСКИЙ БЮЛЛЕТЕНЬ
ТИМИШОРСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия II, Том 10 (24), Выпуск 1, Январь—июнь 1965

СОДЕРЖАНИЕ

I. МАТЕМАТИКА — ФИЗИКА — МЕХАНИКА

Стр.

Ш. ТЕЛЬДТ, В. ОИЦА, Н. НЯМЦУ, ЕЛЕОНОРА ОБЭЖДЕАНУ, Две квадратурные задачи решенные функциональными уравнениями 9

Р. ВОЙНЯ, М. АТАНАСИУ, Относительные ускорения в случае движения качения 15

II. ХИМИЯ

Д. БЕКЕРЕСКУ, Е. ИВАН, О некоторых расплавах системы полученных при помощи плазмы 21

К. ДРЭГУЛЕСКУ, Р. ПОМОЖЕ, Изучение экстракции железа из хлоридных растворов при помощи бутилацетата 35

Г. ФАЧКО, И. РЭДОЙ, Интенсивное рафинирование меди вибрирующим катодом. III. Пилотная установка. 43

И. ФЛОРЯ, О тетрайодомеркуриате 2 этоксил-6,9-диаминокридина 51

Ф. ГОТТХАРД, Л. МИНЯ, Р. РУСУ, Синтез и применение некоторых молекулярных сит 59

Н. ЛУПЕЙ, К исследованию золотоносных минерализации области Стэнижа Текерсу 65

И. РАЙХЕЛЬ, Р. ВЫЛЧАНУ, О строении добавочного молекулярного комплекса $CH_3NO_2AlCl_3$. Инфракрасные спектры . . 71

И. РАЙХЕЛЬ, Р. ПАЛЯ, И. ИОРГА, И. БОК, А. ДЕМИАН, О поведении метилнафталинов по отношению к аммиаку в паровой и жидкой фазе и к молекулярному кислороду в присутствии катализаторов 79

П. ТРИБУНЕСКУ, Г. ПЫРЛЯ, Кинетика термического разложения ферицианистого серебра, талия и смешанного серебра и талия 89

III. ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

Л. БАДЖИУ, И. СПОРЯ, Экспериментальные исследования по замене импортного сплава, «Силафонт» применяемого для отливки ротора вентиляторов для электротепловозов . . . 99

В. БЕРИНДЯН, К изучению самозажигания однородных смесей в зависимости от коэффициента избытка воздуха 105

М. КЭПРОЮ, И. ИОНЕСКУ, Экспериментальное исследование влияния конструктивных параметров ножей на сопротивление резанию корнеплодов 113

Н. ГЕОРГИУ, А. КОРНУТ, Зависимость несущей способности от точности измерения динамометрических приборов с проволочными датчиками 123

Стр.

Ф. КОВАЧ, Новый метод проверки предотвращения блокировки силами трения плоско-рычажных механизмов 131
Ф. КОВАЧ, Л. БАДЖИУ, И. СПОРЯ, Новый метод измерения эвольвентных профилей зубьев циллиндрических зубчатых колес с прямыми зубьями 143
Ф. КОВАЧ, Б. ХОРОВИЦ, Л. МЮЛЛЕР, М. КРУДУ, Д. ПЕРЖУ, И. МИКША, Испытания по установлению влияния изгибочной нагрузки зуба на явление Питтинга у циллиндрических зубчатых колес с прямыми зубьями 155
А. НИКИЧ, И. ВЕГА, Влияние материала инструмента на технологические характеристики при электроискровой обработке профилированных отверстий в стали С 120 165
В. ПОПОВИЧ, Н. ДАНЧУ, Изучение технологических процессов обработки и контроля каркасов тяговых электродвигателей с целью улучшения параллельности осей 175
Г. САВИЙ, П. СУЛЯ, А. ЦИГЭНОЮ, Изучение характеристик трения некоторых агломерированных материалов используемых в качестве тормозных сегментов автомашин 187
К. УНГУРЯНУ, И. БЕЖАН, П. КОЖЕРЯНУ, Е. КОТОЧИУ, Д. НЕГРУ, Исследование точности распыления ротационных форсунок 193
И. ЗЭГЭНЕСКУ, К. ПОПЕСКУ, Энергетический и рабочий аспект использования тепловозных двигателей 203
И. ЗЭГЭНЕСКУ, К. ПОПЕСКУ, Определение степени экономичности тепловозов при различных сортах горючего 215
И. ХАЙНРИХ, К экономическому эксплуатированию трансформаторных станций с несколькими трансформаторами 229
И. НОВАК, Изучение практических возможностей полной симметризации трех-однофазных сварочных машин, используя дополнительное однофазное напряжение 237
В. ВЭЗДЭУЦЕАНУ, Исследования по определению мощности короткозамкнутого индукционного двигателя приводных систем с большим инерционным моментом 249
В. ВЭЗДЭУЦЕАНУ, Методы расчета для оценки эффективности применения на железных дорогах электрического торможения с рекуперацией энергии 259
К. АВРАМ, О. МЫРШУ, К. БОБ, Р. ФРИДРИХ, Влияние эксцентричного сжатия на поведение железобетонных портальных рам в пластической области 269
Р. ФРИДРИХ, Г. РОТАРУ, Установление однородности и качества бетона примененного для фундамента турбины ТА-2, установленной на I. R. E. Банат 279
М. ЛАТЕШ, Гидравлические характеристики судоходного шлюза с обратным падением, предназначенного для камышевых ограждений в дельте Дуная 285
М. ПЭУНЕСКУ, Вибропогружение металлических труб в песчанный грунт 291
Д. МАТЕЕСКУ, И. ФЛЕШЕРИУ, Е. ФЛЕШЕРИУ, Е. ШУХ, М. ИВАН, Л. ГЭДЯНУ, К. СТОЯН, Определение площадей влияния в куполах с ребрами и кольцами 297
Д. МАТЕЕСКУ, И. ФЛЕШЕРИУ, И. АППЕЛЬТАУЭР, В. БОТА, Д. РОШУ, И. ГРЮНЕР, И. МУНТЯНУ, М. ИВАН, Л. ГЭДЯНУ, Теоретические соображения к статическому расчету и проверке устойчивости куполов с ребрами и кольцами . 311

BULLETIN SCIENTIFIQUE ET TECHNIQUE
DE
L'INSTITUT POLYTECHNIQUE DE TIMIŞOARA

II-ème serie, tome 10 (24), Fascicole 1 Janvier-Juin 1965

SOMMAIRE:

I. MATHEMATIQUE — PHYSIQUE — MECANIQUE

Pag.

ST. TÖLGY, V. OIȚA, N. NEAMȚU, ELEONORA OBĂGEANU, Deux problèmes de quadrature solutionés avec des équations fonctionelles 9

R. VOINEA, M. ATANASIU, Relative Beschleunigungen bei rollender Bewegung 15

II. CHIMIE

D. BECHERESCU, E. IVAN, Considérations sur quelques coulées du systeme MgO—CeO_2 obtenues à l'aide du plasma 21

C. DRĂGULESCU, R. POMOJE, Uber die Extraction von Eisen aus salzsauren Lösungen mit Butylazetat 35

GH. FACSKO, I. RĂDOI, Die intensive raffination des Kupfers mit vibrierender Kothode 43

I. FLOREA, Sur le tétraiodomercuriate de 2-etoxi-6,9-diaminoacridine . 51

FR. GOTTHARD, L. MINEA, R. RUSSU, Synthèse et application de certains réseaux moléculaires 59

N. LUPEI, Contributions a la connaissence de la géologie et des minéralisations aurifères de Stanija-Techereu 65

I. REICHEL, R. VILCEANU, Über die Struktur der molekularen Additionsverbindung $CH_3NO_2 \cdot AlCl_3$. I.R.-Spektren 71

I. REICHEL, R. PALEA, I. IORGA, I. BOC, A. DEMIAN, Über das Verhalten der Methylnaphtaline gegen Ammoniak in der Dampfphase, sowie in Lösung gegen Sauerstoff, in beiden Fällen in Anwesenheit von Katalysatoren 79

P. TRIBUNESCU, GH. PIRLEA, Die Kinetik der thermischen Zersetzung der Ferricyanide des Silbers und Thalliums 89

III. SCIENCES TECHNIQUES

L. BAGIU, I. SPOREA, Recherches experimentales pour le remplecement du alliage SILAFONT (Importe) utilisé à la coulage des rotors pour ventilateurs 99

V. BERINDEAN, Contributions à l'étude de l'auto-allumage des mélanges homogenes en fonction du coéfficient d'excédent d'air . . 105

M. CAPROIU, N. IONESCU, The experimental study of the influence of constructive parameters of knives upon the resistance at chopping of the root-fodders 113

N. GHEORGHIU, A. CORNUT, Sur la corrélation de la capacité de charge avec précision de mesure pour les capteurs dynamo-métriques aux jauges resistives 123

Pag.

FR. KOVÁCS, Eine neue Methode zur Prüfung des vorbeugens der Klemmungen infolge der reibungen ebener Stangentriebe . . 131
FR. KOVÁCS, Eine neue Methode für die evolventen Profilmessung der Zahnflanken der gradverzahnten Stirnräder 143
FR. KOVÁCS, B. HOROVITZ, AL. MÜLLER, M. CRUDU, D. PERJU, I. MICŞA, Versuche über den Einfluss der Biegebeanspruchung des Zahnes auf die Pitting-Bildung bei Stirnräder mit geraden zahnen 155
A. NICHICI, I. VEGA, Der Einfluss des Werkzeugstoffes auf die technologischen Kennwerte bei Elektrofunkenbearbeitung von Profillöchern in Kohlenstoffstahl C 120 165
V. POPOVICI, N. DANCIU, Studien der Technologischen verfahren die Bearbeitung und die Kontrolle der Gehäuse der elektrischen Zugmotoren betreffend, zwecks Verbesserung des Parallelismus zwischen den Achsen 175
GH. SAVII, P. SULEA, A. ŢIGANOIU, Das Studium der Reibungskennwerte der Plastbremssegmente von Kraftwägen 187
C. UNGUREANU, I. BEJAN, P. COJEREANU, E. COTOCIU, D. NEGRU, Studium über die Zerstaubungsfeicheit bei rotierenden Ijektoren 193
I. ZĂGĂNESCU, C. POPESCU, Über energetische und funktionelle Aspekte betreffend die Benützung von verschiedenen Brennstoffsorten in den Verbrennungsmotoren von Diesellokomotiven 203
I. ZĂGĂNESCU, C. POPESCU, Die Bestimmung der Wirtschaftlichkeit von Diesellokomotiven für verschiedene Brennstoffarten . . 215
I. HEINRICH, Beiträge zur Wirtschaftlichen Betriebsführung der Umspannwerke mit mehreren Transformatoren 229
I. NOVAC, Der Einfluss der relativen Position der Statorenwicklungen auf den Asymmetriegrad der dreieinphasigen Induktionsmaschine 237
V. VĂZDĂUŢEANU, Forschungen in bezug auf die Bestimmung der Leistung des Kurzgeschlossenen Induktionsmotores bei Antriebsystemen mit grossem Trägheitsmoment 249
V. VĂZDĂUŢEANU, Berechnungsmethode für die Abschatzung der Wirksamkeit der Anwendung des elektrischen Bremssystem durch energierückgewinnung bei Eisenbahnen 259
C. AVRAM, O. MIRŞU, C. BOB, R. FRIEDRICH, L'influence de la compression excentrique sur le comportement des portiques en béton armédans le domaine plastique 269
R. FRIEDRICH, GR. ROTARU, L'etablissement de l'homogenéité et de la qualité du béton de la fondation de la turbine TA-2 a I.R.E. . 279
M. LATEŞ, Hydraulische Charakteristiken einer schiffbaren Schleuse mit Umkehrbaum Gefälle angewendet bei der Schilfrohr flächen des Donaudeltas 285
M. ŢĂUNESCU, Das Eintreiben von Metallrohren durch vibrieren in sandige Böden 291
D. MATEESCU, D. ROŞU, I. GRUNER, I. FLEŞERIU, I. MUNTEANU, La détermination des surfaces d-infulence pour les coupoles a nervures et anneaux 297
D. MATEESCU, I. FLEŞARIU, I. APPELTAUER, V. BOTA, D. ROŞU, I. GRUNER, I. MUNTEANU, M. IVAN, L. GĂDEANU, Considerations théoriques concernant le calcul statique et la vérification de la stabilité des coupoles a nervures et anneaux . . 311

DOUĂ PROBLEME DE CUADRATURĂ SOLUȚIONATE CU ECUAȚII FUNCȚIONALE *

DE

ȘT. TÖLGYI, V. OIȚA N. NEAMȚU, ELEONORA OBĂGEANU

I. Fie ecuația diferențialo-funcțională

$$\frac{df}{dx} = A(x) \tag{1}$$

Ne propunem să determinăm unele familii de funcții $A(x)$ și primitivele acestora, $f(x)$, cu ajutorul unor ecuații funcționale corespunzător construite și fără cuadratură.

În acest scop să considerăm întîi ecuația funcțională

$$\frac{f_1(y)-f_1(x)}{y-x} = A_1(x) \tag{2}$$

(În locul diferențialelor din (1) s-au considerat creșteri finite).

Substituind $x=0$ și $y=t$, apoi $x=t$ și $y=0$ rezultă

$$f_1(t) = tA_1(0) + f_1(0)$$

respectiv

$$-tA_1(t) = f_1(0) - f_1(t)$$

Notînd $A_1(0)=a$ și $f_1(0)=b$ se deduce sistemul de soluții a ecuației (2)

$$\left.\begin{aligned} f_1(x) &= ax+b \\ A_1(x) &= a \end{aligned}\right\} \tag{3}$$

care sînt soluții și ale ecuației (1).

Înlocuind în (2)

$$y = \lambda x \tag{4}$$

unde λ este o constantă arbitrară dată ($\lambda \neq 1$) construim o nouă ecuație funcțională

$$\frac{f_2(\lambda x)-f_2(x)}{\lambda x - x} = A_2(x) \tag{5}$$

---

* Lucrarea a fost prezentată la redacție la data de 14 februarie 1965.

Această ecuație se bucură de proprietatea că orice sistem de soluții a ei

$$\left.\begin{aligned} f_2(x) &= \varphi(\lambda, x) \\ A_2(x) &= a_2(x) \end{aligned}\right\} \tag{6}$$

cu $f_2(x)$ derivabilă în punctul x pentru $\lambda=1$ și continuă în raport cu λ în punctul $\lambda=1$ și cu $A_2(x)$ continuă, este soluție și a ecuației (1) pentru $\lambda=1$, adică

$$\left.\begin{aligned} \lim_{\lambda\to 1} f_2(x) &= \lim_{\lambda\to 1} \varphi(\lambda, x) = \varphi(1, x) \\ A_2(x) &= a_2(x) \end{aligned}\right\} \tag{6'}$$

este soluție și a ecuației (1) în ipotezele de mai sus. Într-adevăr în acest caz

$$\frac{d\varphi(1, x)}{dx} = \lim_{\lambda\to 1} \frac{\varphi(\lambda, \lambda x) - \varphi(\lambda, x)}{\lambda x - x} = a_2(x) \quad \text{și deci} \quad \varphi(1, x)$$

este soluție a ecuației (1).

Ecuația (5) se mai poate scrie sub forma

$$f_2(\lambda x) - f_2(x) = (\lambda - 1)\, x\, A_2(x) \tag{5'}$$

Introducem o funcție auxiliară $a(\lambda, x)$ cu care ecuația (5') să se poată scrie sub forma

$$f_2(x) - a(\lambda, x) = f_2(\lambda x) - a(\lambda, \lambda x) \tag{7}$$

unde trebuie ca

$$\frac{a(\lambda, \lambda x) - a(\lambda, x)}{\lambda - 1} = x A_2(x) \tag{8}$$

Considerînd din sistemul obținut ecuația (7) în raport cu $f_2(x)$, prin iterări succesive și trecerea la limită se deduce

$$f_2(x) = a(\lambda, x) + C \tag{9}$$

cu condiția ca $\lim_{n\to\infty} [f_2(\lambda^n x) - a(\lambda, \lambda^n x)] = C(\lambda)$.

Pînă la urmă ne va interesa desigur

$$\lim_{\lambda\to 1} f_2(x) = f(x) = a(1, x) + C \tag{9'}$$

și de aceea urmează determinarea lui $a(1, x)$. Pentru a determina din (8) pe $a(1, x)$, în ipoteza că $a(\lambda, x)$ este derivabilă în raport cu λ și x și derivata în raport cu x este continuă în punctul $\lambda=1$, prin aplicarea regulei lui l'Hospital din

$$\lim_{\lambda\to 1} \frac{\frac{\partial a(\lambda, \lambda x)}{\partial \lambda} + \frac{\partial a(\lambda, \lambda x)}{\partial (\lambda x)} x - \frac{\partial a(\lambda, x)}{\partial \lambda}}{1} = x A_2(x)$$

rezultă

$$\frac{\partial a(l, x)}{\partial x} = A_2(x)$$

de unde

$$a(l, x) = \int_{x_0}^{x} A(t)\,dt$$

ceea ce arată că pe această cale, determinarea funcției $a(\lambda, x)$ pentru $\lambda = 1$, conduce la însăși integrarea ecuației diferențiale (1).

Căutăm în continuare clase de funcții $A_2(x)$ pentru care putem determina $a(\lambda, x)$ fără cuadratură.

Astfel de exemplu, dacă $a(\lambda, x)$ se ia de forma

$$a(\lambda, x) = \alpha(\lambda) x\, A_2(x) \tag{10}$$

și deci

$$a(\lambda, \lambda x) = \alpha(\lambda)\lambda x A_2(\lambda x)$$

înlocuind în ecuația (6) se obține

$$\alpha(\lambda) = \frac{(\lambda - 1) A_2(x)}{\lambda A_2(\lambda x) - A_2(x)} \tag{11}$$

care trebuie să nu depindă de x și deci

$$\frac{A_2(\lambda x)}{A_2(x)} = c \tag{12}$$

unde c este o constantă arbitrară. Scriind în locul lui c, $|c| = |\lambda|^k$, unde acum k este o constantă arbitrară și împărțind cu $|\lambda|^k |x|^k$, rezultă

$$\frac{|A_2(x)|}{|x|^k} = \frac{|A_2(\lambda x)|}{|\lambda x|^k} \tag{12'}$$

din care prin iterări succesive și trecerea la limită se deduce

$$A_2(x) = B\,|x|^k \tag{13}$$

unde B este o constantă arbitrară dată de

$$\lim_{n\to\infty} \frac{|A_2(\lambda^n x)|}{|\lambda^n x|^k} = |B|.$$

Cu $A_2(x)$ dat de (13) din (11) rezultă

$$\alpha^*(\lambda) = \frac{\lambda - 1}{\lambda^{k+1} - 1} \tag{11'}$$

Ținînd seama de (10), (9) și (13) sistemul de soluții a ecuației (5) este

$$\left.\begin{aligned} f_2(x) &= B\frac{\lambda - 1}{\lambda^{k+1} - 1}|x|^{k+1} + C \\ A_2(x) &= B\,|x|^k \end{aligned}\right\} \tag{6'}$$

B, C și k fiind constante arbitrare.

Pentru a obține soluțiile ecuației (1) corespunzătoare lui (6') facem ca $\lambda \to 1$ în (6') ; rezultă

$$\left.\begin{aligned} f(x) &= B\,\frac{|x|^{k+1}}{k+1} + C \\ A(x) &= B\,|x|^k \end{aligned}\right\} \qquad (6'')$$

În fine, putem schimba ordinea determinării lui $\alpha(\lambda)$ și $A_2(x)$, determinînd întîi pe $\alpha_0 = \lim_{\lambda \to 1} \alpha(\lambda)$ și apoi pe $A(x)$ prin condiția ca α_0 să nu depindă de x.

În acest caz, în ipoteza că $\lambda A_2(\lambda x) - A_2(x) \not\equiv 0$, putem calcula (aplicînd regula lui l'Hospital)

$$\alpha_0 = \lim_{\lambda \to 1} \alpha(\lambda) = \lim_{\lambda \to 1} \frac{(\lambda - 1)\,A_2(x)}{\lambda \cdot A_2(\lambda x) - A_2(x)} = \lim_{\lambda \to 1} \frac{A_2(x)}{A_2(\lambda x) + \lambda x A_2'(\lambda x)}$$

$$\alpha_0 = \frac{A(x)}{A(x) + xA'(x)}$$

Trecem peste determinarea lui $A(x)$ dată de $A(x) = B\,|x|^k$ din (6'') și înlocuind pe α_0 în (9'), unde din (10) avem $a(1, x) = \alpha_0 x A(x)$, obținem formula de cuadratură

$$\left.\begin{aligned} f(x) &= \int A(x)\,dx = \frac{xA^2(x)}{A(x) + xA'(x)} + C \\ A(x) &= B\,|x|^k \end{aligned}\right\} \qquad (14)$$

pentru funcțiile potențiale

Observație. Soluția (3) a ecuației funcționale (2) ne arată că trecerea de la ecuația diferențialo-funcțională (1) la ecuația funcțională (2) este o particularizare banală a problemei cuadraturii. Generalitatea ecuației (1) este recîștigată parțial, pînă la — cel puțin — mulțimea funcțiilor potențiale (13), prin trecerea mai departe la ecuația funcțională (5).

II. Ecuația diferențială ([2] p. 20)

$$f'(x) = f(x) \qquad (15)$$

Funcția din această ecuație este derivabilă și continuă. Scriem

$$\lim_{y \to 0} \frac{f(x+y) - f(x)}{y} = f(x) \qquad (16)$$

Din cauza continuității se poate scrie $f(x) = \lim_{y \to 0} f(x+y)$ și deci

$$\lim_{y \to 0} \frac{f(x+y) - f(x)}{y} = \lim_{y \to 0} f(x+y) \qquad (17)$$

de unde

$$\lim_{y\to 0}\frac{(1-y)f(x+y)-f(x)}{y}=0 \tag{17'}$$

Considerăm ecuația

$$(1-y)\varphi(x+y)-\varphi(x)=0 \tag{18}$$

în care înlocuind $y=-v$ și $x=u+v$ și apoi scriind în loc de u și v din nou x respectiv y rezultă

$$\varphi(x+y)=(1+y)\varphi(x) \tag{18'}$$

în care ne va interesa ca $y\to 0$, pentru a ajunge la soluția ecuației (15).

Substituind

$$y=\lambda x \tag{19}$$

vom avea $y\to 0$ pentru $\lambda\to 0$ și (18') devine

$$\varphi_1[(\lambda+1)x]=(1+\lambda x)\varphi_1(x) \tag{20}$$

Căutăm pentru această ecuație o soluție scrisă sub formă de serie întreagă

$$\varphi_1(x)=a_0+a_1x+a_2x^2+\ldots+a_nx^n+\ldots \tag{21}$$

Înlocuind și identificînd, rezultă seria

$$\varphi_1(x)=a_0\left(1+x+\sum_{n=2}^{\infty}\frac{x^n}{(\lambda+2)(\lambda^2+3\lambda+3)\ldots(\lambda^{n-1}+C_n^1\lambda^{n-2}+\ldots+C_n^{n-1}\lambda+n)}\right) \tag{22}$$

Trecînd la limită pentru $\lambda\to 0$ rezultă soluția ecuației (15)

$$f(x)=\lim_{\lambda\to 0}\varphi_1(x)=a_0\sum_{n=0}^{\infty}\frac{x^n}{n!}=a_0e^x \tag{23}$$

Reluînd ecuația

$$\varphi(x+y)-(1+y)\varphi(x)=0 \tag{18'}$$

și calculînd membrul întîi pentru $\varphi(x)=\varphi_1(x)=a_0e^x$, găsim expresia

$$a_0e^x(e^y-1-y) \tag{24}$$

cu care scriem o nouă ecuație funcțională cu același membru întîi ca și (18')

$$f(x+y)-(1+y)f(x)=a_0e^x(e^y-1-y) \tag{25}$$

S-a regăsit astfel ecuația ([2] p. 20), cu precizarea că, membrul doi este o funcție de două variabile x și y continuă și nulă pentru $y=0$, care depinde de o constantă arbitrară.

Menționăm că pentru a rezolva ecuația diferențială (15), a fost suficientă rezolvarea unei ecuații funcționale (20), care este doar o primă aproximare a ecuației (15), corecțiunea erorii comise făcîndu-se prin trecerea la limită în soluția ecuației (20).

BIBLIOGRAFIE

1. Tölgyi Şt., Bul. şt. şi tehnic I.P.T., Timişoara, România, 1962, tom. 7 (21), (volum special), pp. 13—18.
2. Aczél J., Vorlesungen über Funktionalgleichungen und ihre Anwendungen, Berlin, VEB Deutscher Verlag der Wissenschaften, 1961, pp. 116—118, 20.

ДВЕ КВАДРАТУРНЫЕ ЗАДАЧИ РЕШЕННЫЕ ФУНКЦИОНАЛЬНЫМИ УРАВНЕНИЯМИ

(РЕЗЮМЕ)

Определяется множество функций действительной переменной, для которого определение примитивов можно выразить приближенным функциональным уравнением (5).

Одновременно устанавливается квадратурная формула для этих функций.

Принимается затем дифференциальное уравнение (15) которое аппроксимируется функциональным уравнением (20) а затем делается поправка для получения решения уравнения (15). Поправка делается и в соответствующем функциональном уравнении.

DEUX PROBLÈMES DE QUADRATURE SOLUTIONÉS AVEC DES ÉQUATIONS FONCTIONNELLES

(RÉSUMÉ)

Les auteurs déterminent l'ensemble des fonctions de variable réelle, pour laquelle la détermination des primitives se peut exprimer par l'équation fonctionelle approximative (5). En même temps on établit une formule de quadrature pour ces fonctions. On considère ensuite l'équation différentielle (15), laquelle s'approxime par l'équation fonctionelle (20) et ensuite, dans la solution de celle-ci on fait la correction nécessaire pour obtenir la solution de l'équation (15). La correction est faite aussi dans l'équation fonctionelle correspondante.

ACCELERAȚII RELATIVE ÎN CAZUL MIȘCĂRII DE ROSTOGOLIRE

DE

R. VOINEA m. c. al Acad. R.S.R., M. ATANASIU

În cazul în care mișcarea relativă a două elemente i și j este o rostogolire fără alunecare (de exemplu în cazul a două pinioane cilindrice sau conice angrenate în lungul unei generatoare comune), cupla respectivă poate fi înlocuită *în ceea ce privește vitezele* cu o cuplă de rotație a cărei axă instantanee coincide cu generatoarea comună. Se poate introduce deci între cele două elemente, în lungul acestei generatoare, un vector $\bar{\omega}_{ij}$ care reprezintă viteza unghiulară relativă a celor două corpuri.

Pentru accelerații, însă, asimilarea cuplei cinematice dintre cele două corpuri cu o cuplă de rotație nu mai este posibilă, deoarece punctele A_i și

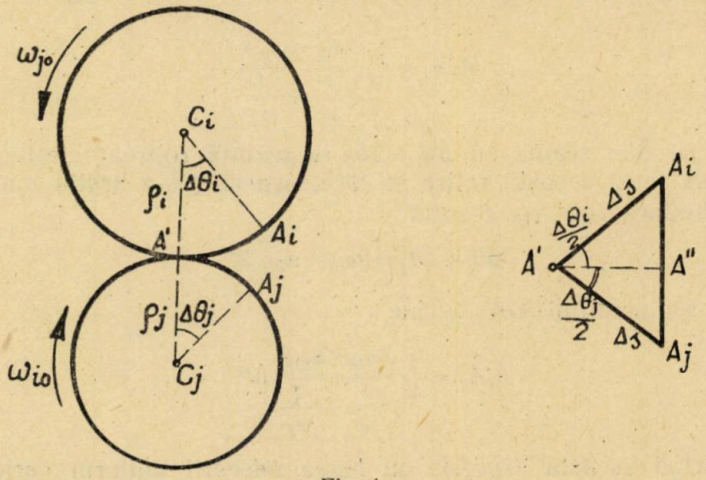


Fig. 1.

A_j aflate, în contact au accelerații relative normale $\bar{a}^n_{A_{ij}}$ iar, în cazul angrenajelor conice, accelerația unghiulară relativă ε_{ij} nu are întotdeauna direcția generatoarei comune.

Dacă se introduce totuşi acceleraţia unghiulară $\bar{\varepsilon}_{ij}$ dirijată în lungul generatoarei comune (ca şi vectorul $\bar{\omega}_{ij}$ corespunzător distribuţiei de viteze) este necesar să se introducă o acceleraţie relativă normală $\bar{a}^n_{A_{ij}}$ şi o acceleraţie unghiulară relativă care se va nota cu $\bar{\varepsilon}^n_{ij}$.

Pentru a calcula acceleraţia relativă normală în cazul a două angrenaje cilindrice se consideră figura 1 în care s-au reprezentat doi cilindri de raze ρ_i şi ρ_j care se rotesc cu vitezele unghiulare ω_{i0} şi ω_{j0} şi a căror mişcare relativă este o rostogolire fără alunecare, evident cu viteza unghiulară $\omega_{j0}-\omega_{i0}$. Acceleraţia relativă normală se poate uşor determina evaluînd segmentul A_iA_j (fig. 1, *b*) ţinînd seama de infiniţii mici de ordin superior

$$A_iA_j = A_iA'' + A''A_j = \Delta s \sin\frac{\Delta\theta_i}{2} + \Delta s \sin\frac{\Delta\theta_j}{2} = \frac{1}{2}\Delta s(\Delta\theta_i + \Delta\theta_j)$$

Dar $\Delta s = \rho_i\Delta\theta_i = \rho_j\Delta\theta_j$ de unde $\Delta\theta_i = \frac{\Delta s}{\rho_i}$ şi $\Delta\theta_j = \frac{\Delta s}{\rho_j}$ deci

$$\Delta\theta_i + \Delta\theta_j = \Delta s\left(\frac{1}{\rho_i} + \frac{1}{\rho_j}\right)$$

de unde

$$\Delta s = \frac{\Delta\theta_i + \Delta\theta_j}{\frac{1}{\rho_i} + \frac{1}{\rho_j}}$$

Înlocuind această expresie în cea care dă valoarea segmentului A_iA_j rezultă

$$A_iA_j = \frac{1}{2}\frac{(\Delta\theta_i + \Delta\theta_j)^2}{\frac{1}{\rho_i} + \frac{1}{\rho_j}}$$

Dacă se ţine seama că $\Delta\theta_i + \Delta\theta_j$ reprezintă rotirea relativă a celor două corpuri şi că această rotire se face, aşa cum s-a arătat mai sus, cu viteza unghiulară $\omega_{j0}-\omega_{i0}$ rezultă

$$\Delta\theta_i + \Delta\theta_j = (\omega_{j0} - \omega_{i0})\,\Delta t$$

şi expresia segmentului A_iA_j devine

$$A_iA_j = \frac{1}{2}\frac{(\omega_{j0}-\omega_{i0})^2}{\frac{1}{\rho_i} + \frac{1}{\rho_j}}\Delta t^2$$

Comparînd această expresie cu legea mişcării uniform variate $\Delta s = \frac{1}{2}a\Delta t^2$, este uşor de dedus expresia acceleraţiei relative normale $a^n_{A_{ij}}$

$$a^n_{A_{ij}} = \frac{(\omega_{j0}-\omega_{i0})^2}{\frac{1}{\rho_i} + \frac{1}{\rho_j}} \qquad (1)$$

Prin considerațiuni analoge se poate arăta că în cazul în care cei doi cilindri sînt interiori, accelerația relativă normală este dată de relația

$$a^n_{Aij} = \frac{(\omega_{j0} - \omega_{i0})^2}{\left| \frac{1}{\rho_j} - \frac{1}{\rho_i} \right|} \qquad (2)$$

Direcția accelerației relative normale, avînd după caz expresia (1) sau (2) este aceea a normalei comune la cei doi cilindri, iar sensul ei este întotdeauna de la punctul de contact către acea parte a cilindrului j (la care se raportează mișcarea), în care se găsește cilindrul i. Aceasta se poate ușor urmări pe figurile 2 *a*, *b* și *c*.

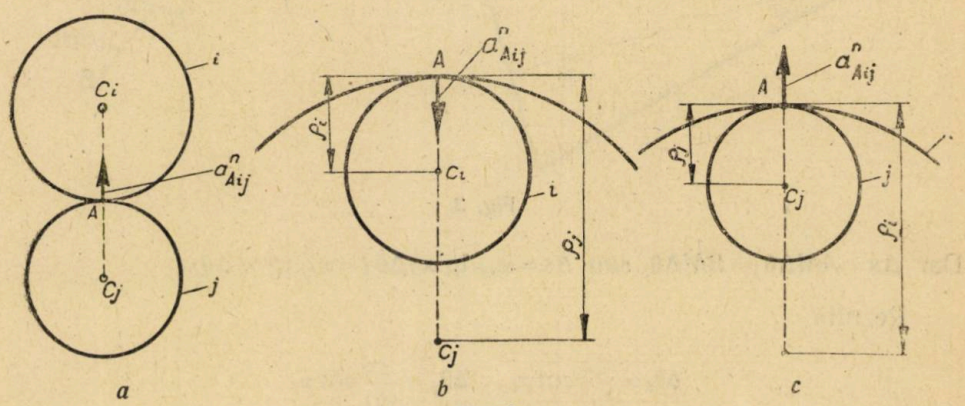


Fig. 2

Analog se poate face determinarea accelerației normale relative a două puncte în contact în cazul unui angrenaj conic. Practic însă, în acest caz este comod să se aleagă ca puncte în contact vîrfurile celor două conuri care au, evident, nu numai o viteză relativă nulă, dar și o accelerație relativă nulă.

In cazul unui angrenaj conic este important însă să se determine componența accelerației unghiulare relative normale pe generatoarea comună, notată mai sus cu $\bar{\varepsilon}^n_{ij}$.

In acest scop se va examina fig. 3*a* în care s-a desenat o secțiune axială prin două roți conice angrenate. S-a figurat de asemeni și vectorul $\bar{\omega}_{ij}$. Accelerația $\bar{\varepsilon}^n_{ij}$ reprezintă variația în unitatea de timp a vectorului $\bar{\omega}_{ij}$ datorită schimbării direcției acestuia.

Considerînd normala AMB pe generatoarea comună OM dusă în extremitatea vectorului $\bar{\omega}_{ij}$ și presupunînd că într-un interval de timp Δt dreptele AM și BM s au rotit cu unghiurile $\Delta\theta_i$ și $\Delta\theta_j$, respectiv punctele M_j și M_i au descris arcele $MM' = MM'' = \Delta s$ rezultă că $\bar{\varepsilon}^n_{ij}$ este normal pe vectorul

MUSTAKI KÖZPONTI KÖNYVTÁRA 1848 BUDAPEST

ω_{ij} (în fig. 3 normal pe planul desenului și dirijat către cititor) și are expresia

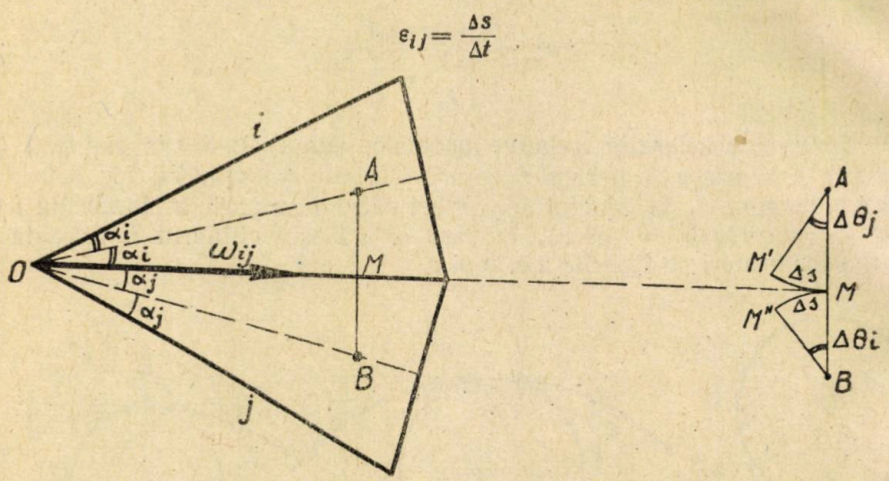


Fig. 3.

Dar $\Delta s = AM\Delta\theta_j = BM\Delta\theta_i$ sau $\Delta s = \omega_{ij}\,\mathrm{tg}\,\alpha_j\Delta\theta_j = \omega_{ij}\,\mathrm{tg}\,\alpha_i\Delta\theta_i$.

Rezultă

$$\Delta\theta_i = \frac{\Delta s}{\omega_{ij}}\cot\alpha_i\,, \quad \Delta\theta_j = \frac{\Delta s}{\omega_{ij}}\cot\alpha_j$$

Din aceste relații se deduce

$$\Delta\theta_i + \Delta\theta_j = \frac{\Delta s}{\omega_{ij}}(\cot\alpha_i + \cot\alpha_j)$$

Dar $\Delta\theta_i + \Delta\theta_j$ reprezintă unghiul de rotire relativă al celor două conuri și este evident egal cu $\omega_{ij}\Delta t$. Se poate deci scrie

$$\frac{\Delta s}{\omega_{ij}}(\cot\alpha_i + \cot\alpha_j) = \omega_{ij}\Delta t$$

de unde se deduce imediat $\frac{\Delta s}{\Delta t}$, adică ε^n_{ij}

$$\varepsilon^n_{ij} = \frac{\omega^2_{ij}}{\cot\alpha_i + \cot\alpha_j} \tag{3}$$

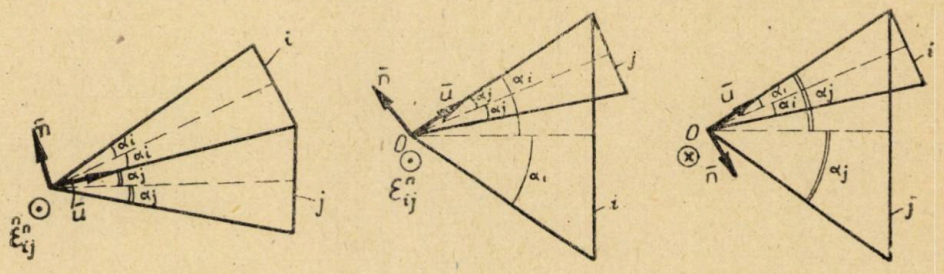
Direcția și sensul vectorului $\bar{\varepsilon}^n_{ij}$ este aceea a produsului vectorial dintre versorul $\bar{u}$ al generatoarei comune presupus orientat pozitiv de la vîrf către baza conului și versorul $\bar{n}$ al normalei la suprafața conică presupus orientat pozitiv către exteriorul suprafeței conice a conului j, deci către acea

parte a suprafeţei conului j în care se află situat conul i. Acceleraţia $\bar{\varepsilon}^n_{ij}$, ca vector, are expresia

$$\bar{\varepsilon}^n_{ij} = \frac{\omega^2_{ij}}{\cot \alpha_i + \cot \alpha_j} \bar{u} \times \bar{n} \tag{4}$$

Consideraţii asemănătoare pot fi făcute şi în cazul în care cele două conuri sînt interioare. În acest caz se va găsi pentru ε^n_{ij} expresia

$$\varepsilon^n_{ij} = \frac{\omega^2_{ij}}{|\cot \alpha_i - \cot \alpha_j|} \tag{5}$$



a *b* *c*

Fig. 4

Direcţia şi sensul acceleraţiei relative normale este aceea a produsului vectorial $\bar{u} \times \bar{n}$, în care la fel ca în cazul precedent, versorul u este dirijat în lungul generatoarei comune, de la vîrf la baza conului, iar n este normal la cele două conuri şi dirijat de la un punct de contact către acea parte a suprafeţei conului j în care se află situat conul i. Ca vector $\bar{\varepsilon}^n_{ij}$ se scrie

$$\bar{\varepsilon}^n_{ij} = \frac{\omega^2_{ij}}{|\cot \alpha_i - \cot \alpha_j|} \bar{u} \times \bar{n} \tag{6}$$

În figurile 4, *a*, *b* şi *c* s-au reprezentat diferite cazuri de angrenaje conice indicîndu-se conurile i şi j, versorii $\bar{u}$ şi $\bar{n}$ şi sensurile vectorilor $\bar{\varepsilon}^n_{ij}$ cu convenţia folosită în electrotehnică ($\odot$ = vectorul $\bar{\varepsilon}^n_{ij}$ este dirijat către cititor; $\otimes$ = vectorul $\bar{\varepsilon}^n_{ij}$ este dirijat de la cititor către desen).

ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ УСКОРЕНИЯ В СЛУЧАЕ ДВИЖЕНИЯ КАЧЕНИЯ

(РЕЗЮМЕ)

В этой работе расчитывается нормальное относительное ускорение двух циллиндрических сцеплений, а также угловое нормальное относительное ускорение на общей образующей, двух сопряженных точек конического сцепления.

RELATIVE BESCHLEUNIGUNGEN BEI ROLLENDER BEWEGUNG

(ZUSAMMENFASSUNG)

Im Beitrag werden die Normalkomponenten der relativen Beschleunigung zweier Stirnradgetriebe und die auf die gemeinsame Erzeugende senkrechte relative Winkelbeschleunigungskomponente zweier sich berührenden Punkten einer Kegelradverzahnung bestimmt.

CONSIDERAȚII ASUPRA UNOR TOPITURI DIN SISTEMUL $MgO—CeO_2$ OBȚINUTE CU AJUTORUL PLASMEI *

DE

D. BECHERESCU, E. IVAN

În această lucrare, autorii au luat în studiu sistemul format de oxizii $MgO—CeO_2$, în scopul obținerii unor mase ceramice superrefractare prin topire cu ajutorul unui generator de plasmă adecvat.

Cercetările experimentale întreprinse au urmărit unele proprietăți ale topiturilor efectuate.

Cu ajutorul analizei microscopice, roentgenografice și a spectrelor de infraroșu s-au tras concluziile impuse de comportarea topiturilor celor doi oxizi în proporțiile studiate. Rezultatele studiilor efectuate, arată că masele ceramice superrefractare a celor doi oxizi pot să răspundă la pretențiile ridicate în anumite direcții de tehnica ce lucrează la temperaturi ridicate.

Tehnica modernă care lucrează la temperaturi foarte înalte reclamă materiale refractare tot mai pretențioase.

Alegerea judicioasă a unui anumit material cu proprietăți superrefractare este o problemă destul de complicată, ținînd seama de condițiile speciale în care el trebuie să lucreze.

Cercetările efectuate în ultimul timp în această direcție au luat în considerare sisteme binare, ale unor compuși cu temperaturi de topire de peste 2 000 °C.

În prezenta lucrare, autorii și-au propus să studieze proprietățile unor mase superrefractare din sistemul $MgO—CeO_2$, obținute prin topirea amestecurilor celor doi oxizi în jet de plasmă. Acești oxizi au temperaturi de topire mult superioare lui 2 000 °C și anume de 2 800 °C, respectiv 2 750 °C.

Datele de literatură, [1], [2], [3] arată aliuri diferite pentru curbele de topire ale sistemului celor doi oxizi.

Nepotrivirile se semnalează în special la domeniul ce corespunde proporției molare de 60% MgO și 40% CeO_2. Pentru acest interval ne-am

---

* Lucrarea a fost comunicată la Sesiunea de Comunicări Științifice din februarie 1965 la Iași.

fixat atenţia în cercetările efectuate, întrucît masa de bază ne-am propus să o formeze oxidul de magneziu.

Astfel s-au studiat topiturile solidificate ale următoarelor amestecuri :

95% MgO,	5% CeO_2	75% MgO,	25% CeO_2
90% MgO,	10% CeO_2	70% MgO,	30% CeO_2
85% MgO,	15% CeO_2	65% MgO,	35% CeO_2
80% MgO,	20% CeO_2	60% MgO,	40% CeO_2

Masele ce urmau să fie topite, au fost fasonate sub formă de baghete la proporţiile respective şi introduse în jetul unui generator de plasmă (fig. 1) cu o putere instalată de 60 kW.

Generatorul folosit pentru acest scop, a fost realizat pe baza datelor furnizate de construcţii existente * [4], [5], [6], [7], [8]. El este prezentat în schiţa din figura 2. Catodul (*1*) format dintr-o tije de wolfram este susţinut de piesa (*2*) prevăzută cu circuit de apă pentru răcire. Pentru a putea modifica distanţa între electrozi suportul catodului a fost prevăzut cu filet, care la o rotaţie completă realizează un avans de 1 mm.

Spaţiul catodic este înconjurat de o manta de oţel inoxidabil (*3*) prevăzută cu sistem de răcire. Prin ştuţul (*4*) se asigură introducerea gazului

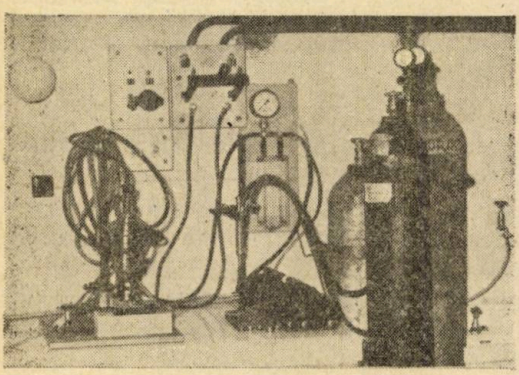


Fig. 1.

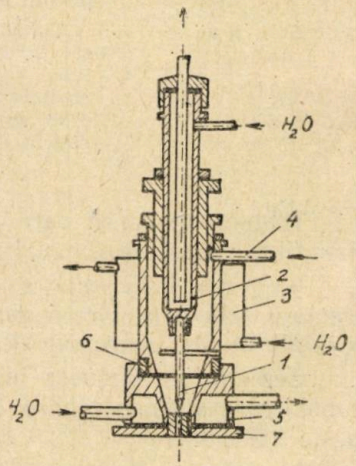


Fig. 2.

de lucru. Anodul (*5*) confecţionat în întregime din cupru este montat pe corpul catodului printr-o piesă de izolare din textolit (*6*). La capătul de ieşire al jetului de plasmă, anodul este prevăzut cu capacul (*7*) care asigură închiderea etanşă a spaţiului în care circulă apa şi îmbinarea cu diuza anodului, care poate fi schimbată după diametrul necesar al orificiului de ieşire a jetului de plasmă. Toate comenzile asupra generatorului de plasmă se dau de la un tablou central.

* Baza Academiei R.S.R. Timişoara a pus la dispoziţia autorilor un protocol în 1962.

Debitul de gaz se urmărește printr-un reometru etalonat și înzestrat cu un manometru de 2,5 at menit să indice contrapresiunea din instalație în timpul funcționării generatorului de plasmă.

Asupra acestei instalații s-au efectuat o serie de determinări experimentale, menite să stabilească condițiile optime de funcționare a ei. În acest scop s-a determinat diametrul optim al catodului, distanța între electrozi, diametrul diuzei. Încercările efectuate au urmărit variația puterii absorbite de instalație la modificarea unuia din parametrii amintiți. Aceste determinări au fost efectuate cu ajutorul unui oscilograf mecanic cu trei bucle tip 3SO101. Construcția acestui generator corespunde întru totul scopului urmărit în linia de cercetare întreprinsă de autori în domeniul studiului diverselor procese fizico-chimice.

Topirea amestecurilor de MgO—CeO_2 în condițiile pe care le oferă generatorul de plasmă, este influențată și de natura atmosferei gazoase a jetului de plasmă, așa după cum arată H. Meyer [9].

Pentru a evita schimbarea stării de valență a ionului de ceriu din oxidul CeO_2, ca gaz de lucru al plasmei, a fost ales argonul.

Determinările care s-au făcut ulterior în privința stabilirii valenței ionului de ceriu, au arătat că nu s-au produs modificări față de situația inițială.

Prezența argonului drept gaz de lucru creează condițiile cele mai favorabile pentru obținerea unor topituri cu porozitate redusă.

Determinările experimentale efectuate asupra greutății specifice a topiturilor obținute sînt prezentate în diagrama din figura 3.

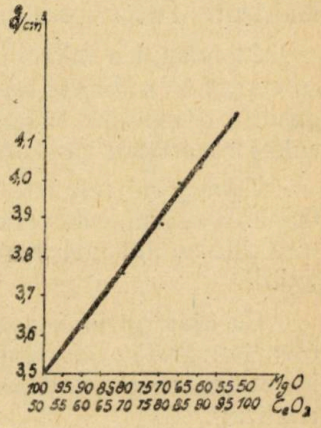


Fig. 3.

Din această diagramă se observă că pe măsură ce crește adaosul de CeO_2, crește și valoarea greutății specifice a topiturii, fapt care concordă cu datele teoretice. Limitele între care variază greutatea specifică a topiturilor pentru proporțiile studiate ale amestecului binar MgO—CeO_2 de la 95% respectiv 5%, pînă la 60% respectiv 40% sînt de la 3,55 pînă la 4,18. Datele obținute ne arată că în procesul de cristalizare a topiturilor, nu are loc o absorbție de gaz sensibilă.

Ținînd seamă de condițiile speciale de obținere a topiturilor, respectiv de topire și cristalizare, ne-am propus să urmărim în primul rînd, structura cristalină a maselor superrefractare obținute.

Studiile întreprinse în această direcție, cu ajutorul unui microscop cu lumină reflectată MIM7 ne-au condus la următoarele constatări:

La adaosuri mici de CeO_2 în probele supuse topirii, prin răcire se separă oxidul de magneziu individualizat sub forma unor cristale cu contururi poligonale de dimensiuni apropiate, repartizate destul de uniform în masa de topitură a amestecului.

Parte din granulele de MgO sînt asociate prin sudarea lor sub forma unor aglomerate de forme neregulate, în care însă pot fi distinse destul de ușor contururile cristalelor care le formează.

Microfotografia din figura 4 prezintă structura unei topituri de 90% MgO respectiv 10% CeO_2.

Pe măsură ce se mărește conținutul de CeO_2 în topitură se modifică și structura ei. La proba cu conținut de 80% MgO și 20% CeO_2 prezentată în imaginea din figura 5 se observă o serie de particule de oxid de magneziu cu contururi rotunjite.

Aceasta se datorește probabil contracției topiturii la răcire sub acțiunea tensiunii superficiale. Între aceste particule se pot vedea o serie de formațiuni dendritiforme alungite rezultate ca urmare a unui proces de cristalizare inițiat în masa topiturii. Atît particulele rotunjite cît și fracțiunile dendritiforme de oxid de magneziu, sînt prinse într-o masă de topitură mai mare din care s-au separat.

În imaginea micrografică prezentată în figura 6, se observă particule cu contururi rotunjite separate din topitură și sudate între ele. Între ele se găsește o topitură subordonată cantitativ formațiunilor anterioare. Particulele repartizate pe întreaga suprafață au un caracter omogen.

Comparînd cele trei imagini fotografice putem trage concluzia că participarea oxidului de ceriu la formarea particulelor individualizate din topitură este cu atît mai mare, cu cît crește procentajul său în amestecul supus topirii.

Cu ajutorul unui aparat de raze X, Tur M 60, s-a urmărit prin analize roentgenografice efectuate asupra topiturilor sistemului MgO—CeO_2 luat în studiu, să se stabilească dacă intervin schimbări de rețea în produșii analizați.

Folosindu-se metoda pulberilor, iar drept catod al aparatului un catod de fier, s-au întocmit nomogramele prezentate în figura 7. Analiza acestor nomograme, ne arată că nu are loc schimbarea unor plane reticulare în produșii obținuți prin topire cu ajutorul plasmei. Această constatare pledează pentru ipoteza că nu are loc formarea unei combinații între cei doi oxizi luați în studiu. Presupunerea însă nu am luat-o drept sigură, dat fiind faptul că însăși caracteristicile aparatului folosit, nu permit obținerea unor informații de mare pretenție. Din acest motiv ne-am propus să studiem în continuare comportarea sistemului de topituri obținute în domeniul spectrelor de infraroșu.

S-au efectuat determinări cu ajutorul unui spectrograf Karl Zeiss Jena model UR-10, folosind tehnica pastilelor de bromură de potasiu (5 mg substanță, 1 g KBr).

Datele din literatură [10], [11] arată un maxim foarte pronunțat la 578 cm^{-1} pentru oxidul de magneziu cristalizat. Oxidul de magneziu topit

Fig. 5.

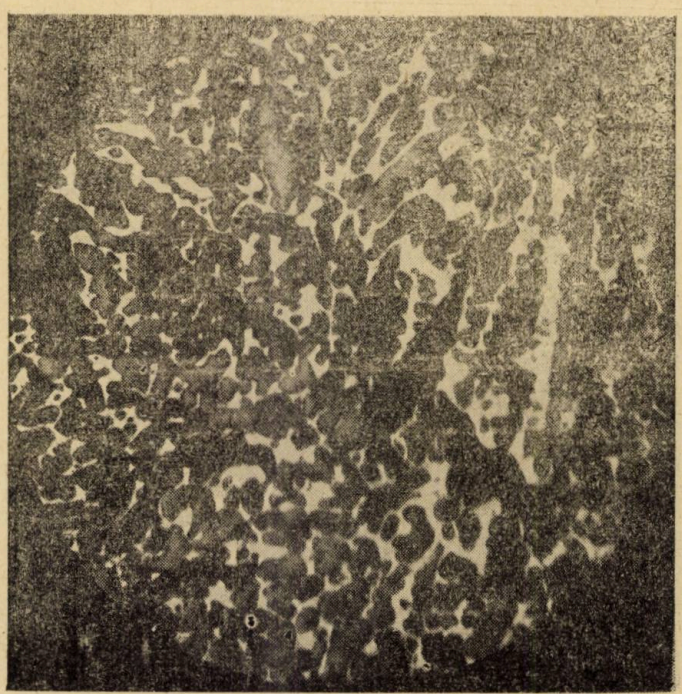


Fig. 4.

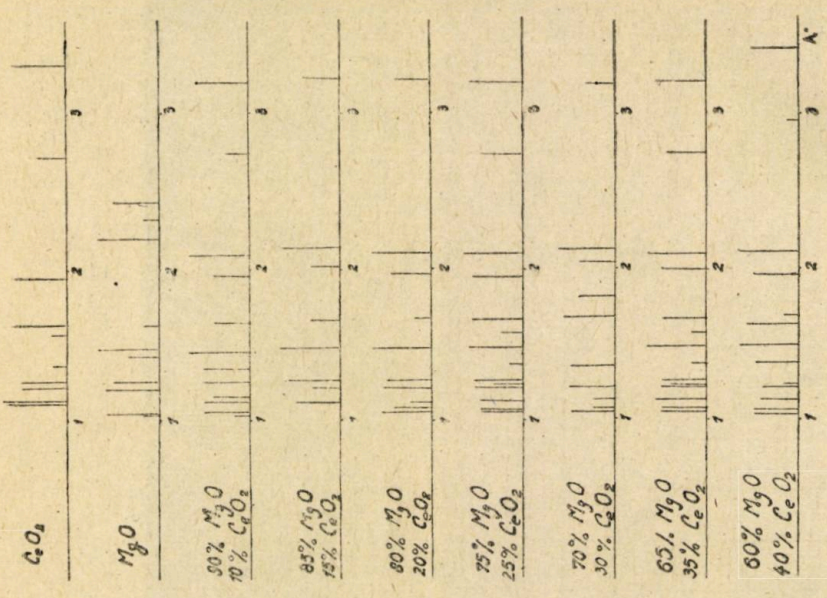

CeO_2
MgO
90% MgO
10% CeO_2
85% MgO
15% CeO_2
80% MgO
20% CeO_2
75% MgO
25% CeO_2
70% MgO
30% CeO_2
65% MgO
35% CeO_2
60% MgO
40% CeO_2
1
2
3
A

Fig. 7.

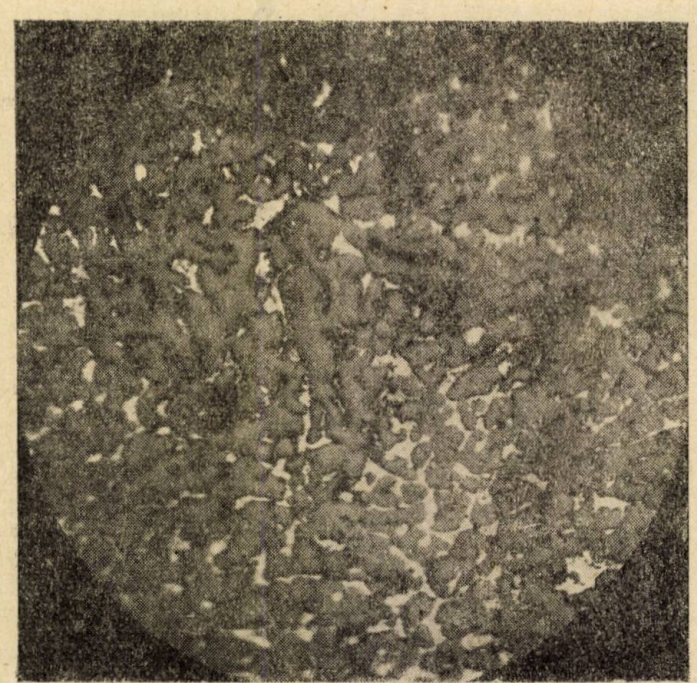


Fig. 6.

cu ajutorul plasmei (fig. 8) prezintă însă un maxim deosebit de intens la 450 cm^{-1}, care trebuie atribuit vibrației fundamentale. Deplasarea importantă care a avut loc trebuie pusă pe seama modificării rețelei cristaline a sistemului. Rămîne interesant de remarcat că și în jur de 590 cm^{-1}, valoare apropiată de cea indicată în literatură, apare un maxim. Nu este exclus ca această ultimă valoare să fie datorată existenței concomitente cu rețeaua nouă a unei porțiuni de rețea MgO cubică. Sub forma de umeri de intensi-

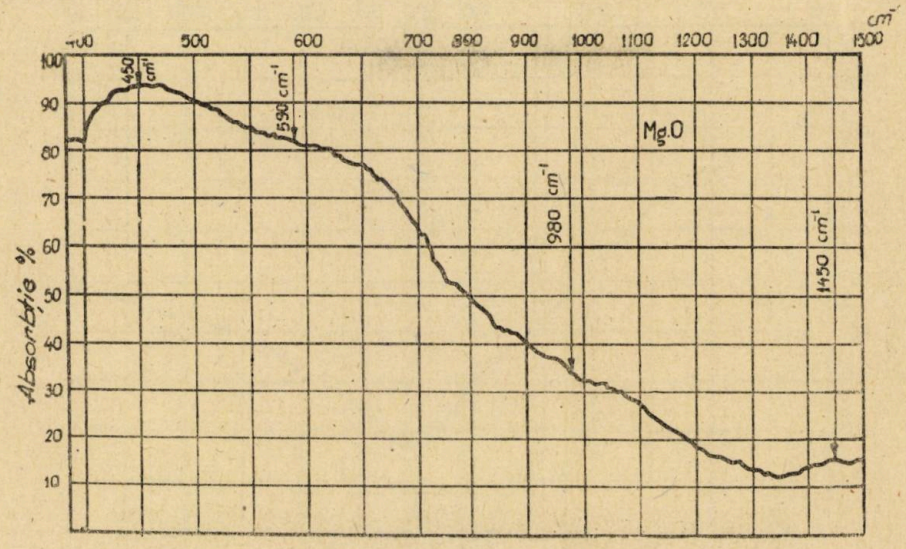


Fig. 8.

tate slabă mai apar și două benzi la 980 cm^{-1} și 1 450 cm^{-1} care pot fi atribuite armonicelor superioare. Începînd cu valorile mai jos de 1 400 cm^{-1} crește treptat puterea reflectorie a MgO, ceea ce se manifestă în spectru prin creșterea continuă, aproape lineară a difuziei radiațiilor.

Referitor la oxidul de ceriu, după aspectul spectrului (fig. 9) în porțiunea accesibilă cu aparatul cu care s-a lucrat (400—500 cm^{-1}) apare probabil o bandă prin extrapolare în jur de 300—350 cm^{-1}. Restul benzilor sînt imposibil de observat.

În cazul amestecurilor celor doi oxizi topiți, la proporția 60% MgO și 40% CeO_2 figura 10 se regăsesc benzile caracteristice MgO topit în jur de 450—470 cm^{-1}, banda fundamentală de la 590—630 cm^{-1} precum și cele de la 900—950 cm^{-1} și 1 450—1 500 cm^{-1}, probabil armonicele superioare, ceea ce indică o structură cristalină foarte apropiată.

Interesant de relevat faptul că banda din jur de 590—630 cm^{-1} atribuită mai sus MgO cristalizat cubic, scade în intensitate relativă față de banda 450—470 cm^{-1}, pe măsură ce scade conținutul în MgO în amestecul topit fig. 11 și 12. Banda fundamentală 450—470 cm^{-1} a cărei frecvență poate fi cel mai exact apreciată, se deplasează semnificativ în funcție de

compoziția sistemului. Aceste deplasări sînt suficient de mari pentru a depăși limita erorilor experimentale, deși banda în cauză este relativ largă, așa că precizarea maximului este oarecum dificilă.

Reprezentînd grafic $\nu_{max} = \varphi(MgO\%)$ se obține curba din figura 13. Se observă că această curbă, prezintă un maxim în jur de aproximativ 70% MgO. Acest lucru se datorește probabil modificării rețelei cristaline ca

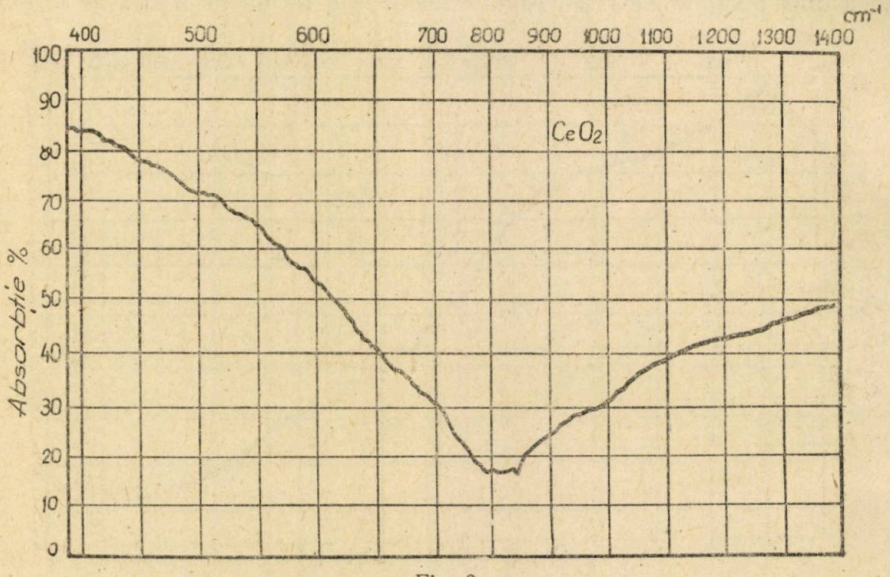


Fig. 9.

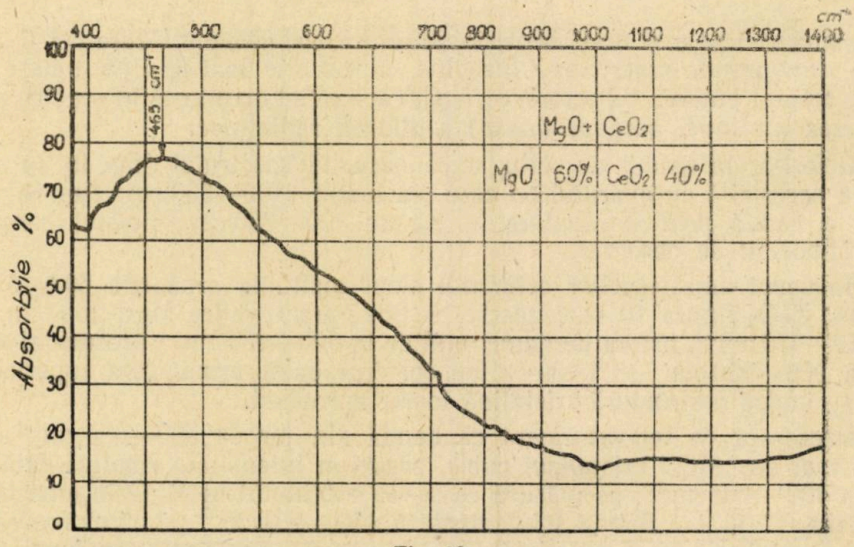


Fig. 10.

urmare a conținutului mărit de CeO_2. Întrucît banda fundamentală MgO se deplasează spre lungimi de undă mai mari pe măsura adăugării bioxidului de ceriu, pînă la 75% este de presupus că acest oxid se încadrează în rețeaua oxidului de magneziu lărgind-o treptat, astfel încît interacțiunea dintre atomul de magneziu și cel de oxigen imediat vecin crește ca și cum legătura Mg—O devine mai strînsă.

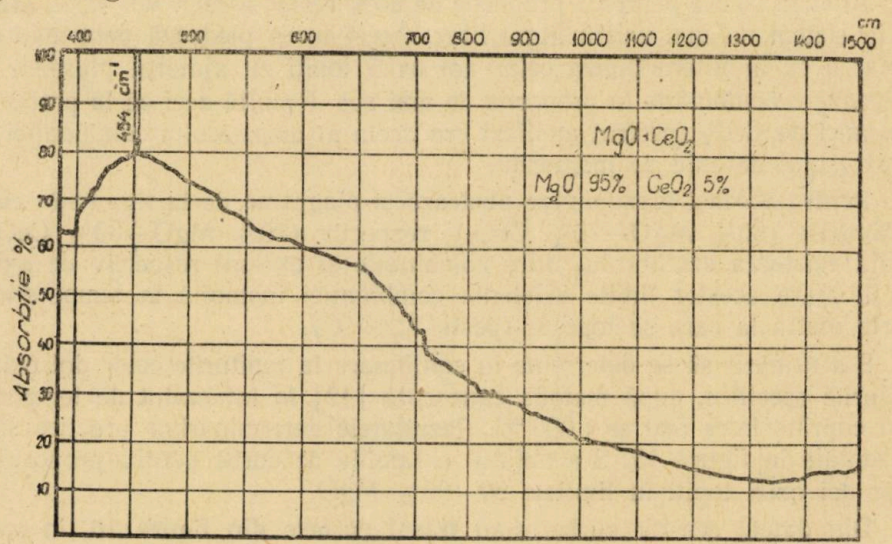


Fig. 11.

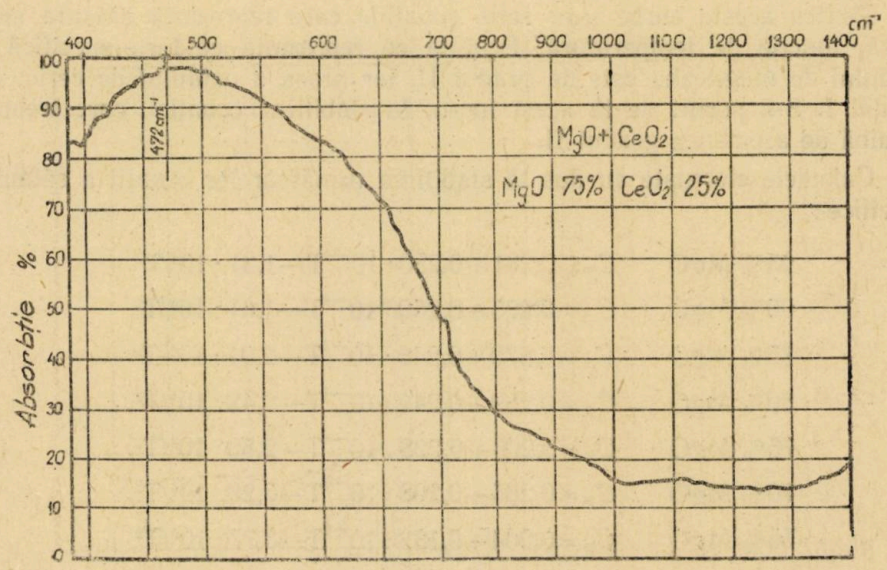


Fig. 12.

După depășirea proporției de 75%, rețeaua se pare că începe din nou să se contracte, astfel că atomul de oxigen se găsește din ce în ce mai puțin sub influența celui de magneziu (aceasta ca și cînd legătura Mg—O ar deveni din ce în ce mai slabă). Vibrația se deplasează spre numere de undă mai mici.

Analiza făcută pentru o proporție de 50% molar a celor doi oxizi, arată că în sistem nu mai există MgO liber. Acest lucru pledează pentru interpretarea că în interacțiunea celor doi oxizi topiți cu ajutorul plasmei, se formează o combinație în proporția de mai sus. Rezultă deci că la proporții mai mici de CeO_2 spectrul analizat era acela al amestecului combinației și al excesului de oxid de magneziu.

Pentru aceeași presupunere pledează și diagrama de la fig. 14 în care în limitele (30% MgO—70% CeO_2), respectiv (70% MgO—30% CeO_2) atestă existența echilibrului între combinație și excesul respectiv de oxid, iar în afara acestor limite existența combinației instabilă la temperatura foarte înaltă la care se topește (peste 2 200 °C).

S-a urmărit să se determine în continuare la topiturile celor doi oxizi, căldurile specifice, după metoda cunoscută [12] în intervalul de temperatură cuprins între 500 și 1 000 °C. Rezultatele determinărilor practice sînt prezentate în figura 15. S-a obținut o familie de curbe pentru proporțiile celor doi oxizi topiți în limitele 60—95% MgO.

Din datele acestor curbe, s-au trasat curbele din figura 16, în care se reprezintă căldurile specifice ale topiturilor amestecurilor în funcție de temperatură, pentru intervalul amintit.

Pentru aceste curbe s-au scris ecuațiile care reprezintă căldura specifică, funcție de temperatură. Ecuația ce reprezintă căldura specifică a oxidului de magneziu, este de gradul II, iar aceea a oxidului de ceriu, de gradul I. S-a pornit de la acest lucru, în stabilirea ecuației, care trebuie să aibă de asemenea gradul II.

Calculele efectuate au dus la stabilirea următoarelor ecuații a căldurii specifice:

95% MgO $C_p = 0{,}281 + 0{,}250 \cdot 10^{-4}T - 1{,}31 \cdot 10^4/T^2$.

90% MgO $C_p = 0{,}275 + 0{,}250 \cdot 10^{-4}T - 1{,}61 \cdot 10^4/T^2$.

85% MgO $C_p = 0{,}273 + 0{,}246 \cdot 10^{-4}T - 2{,}01 \cdot 10^4/T^2$.

80% MgO $C_p = 0{,}269 + 0{,}241 \cdot 10^{-4}T - 2{,}42 \cdot 10^4/T^2$.

75% MgO $C_p = 0{,}266 + 0{,}228 \cdot 10^{-4}T - 2{,}80 \cdot 10^4/T^2$.

70% MgO $C_p = 0{,}265 + 0{,}208 \cdot 10^{-4}T - 3{,}28 \cdot 10^4/T^2$.

65% MgO $C_p = 0{,}264 + 0{,}183 \cdot 10^{-4}T - 3{,}77 \cdot 10^4/T^2$.

60% MgO $C_p = 0{,}263 + 0{,}155 \cdot 10^{-4}T - 4{,}23 \cdot 10^4/T^2$.

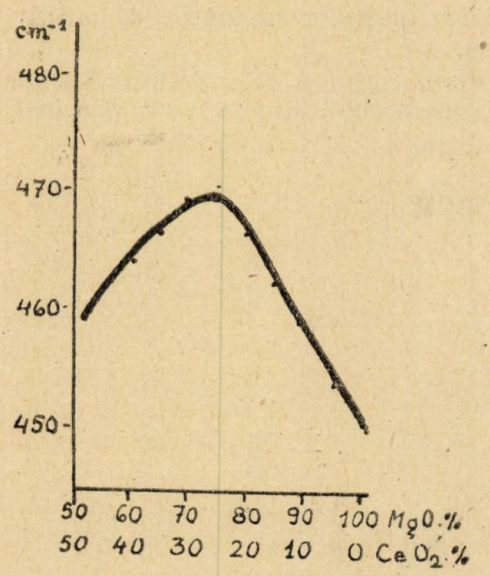


Fig. 13.

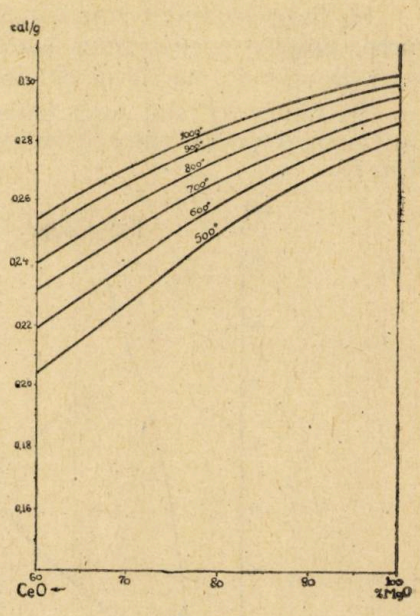


Fig. 15.

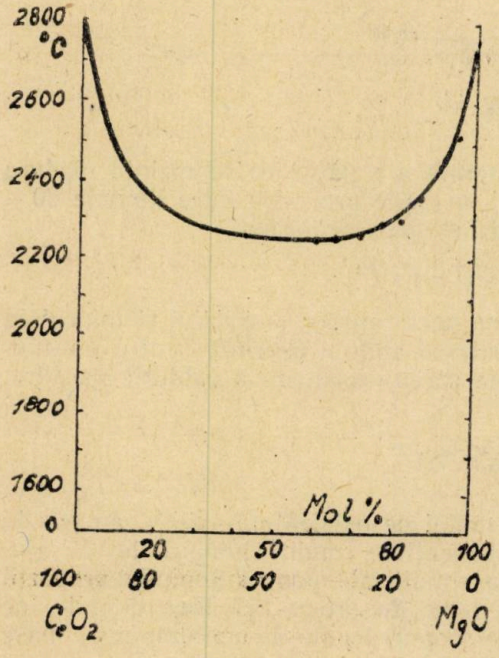


Fig. 14.

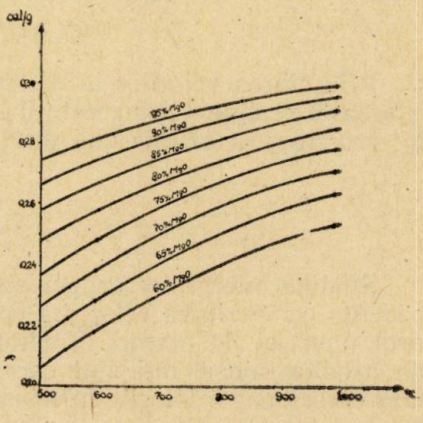


Fig. 16.

Pe baza ecuațiilor stabilite, s-a urmărit să se traseze sub forma unor curbe, valorile coeficienților numerici ale ecuațiilor ca funcție de procentajul de oxid de magneziu din topitură.

În figura 17 sînt reprezentate aceste curbe, a celor trei coeficienți, C_1, C_2, C_3 respectiv valorile numerice a termenului liber, a termenului în T și în T^2.

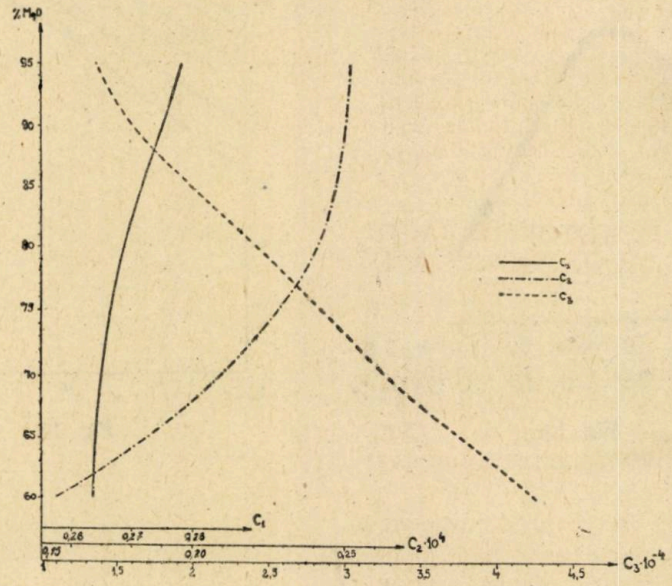


Fig. 17.

Se poate scrie deci formula generală a ecuației ce reprezintă căldura specifică a topiturilor celor doi oxizi, în orice proporție între limitele 60 — 95%, pentru intervalul de temperatură studiat sub forma:

$$C_p = C_1 + C_2T + C_3/T^2$$

Prin citirea valorilor în diagrama coeficienților respectivi și înlocuirea în această ecuație a temperaturii dorite se află cu ușurință pentru un anumit procentaj al amestecului mărimea corespunzătoare a căldurii specifice.

CONCLUZII

Studiile întreprinse asupra sistemului de oxizi MgO—CeO_2, au pus în evidență comportarea celor doi componenți în condițiile topirii lor cu ajutorul unui jet de plasmă. Topiturile solidificate pentru anumite proporții ale oxizilor considerați sînt caracterizate de proprietăți bine definite, pe baza cărora pot fi folosite în anumite scopuri legate de cerințele unor mase superrefractare.

BIBLIOGRAFIE

1. Wartenberg H. und Prophet E., Z. annorg. allem. Chem. *208*, 379 (1932).
2. Wartenberg H. und Prophet E., Z. annorg. allem. Chem. *208*, 370 (1932).
3. Wartenberg H. und Eckhardt K., Part VIII, *232*, 184 (1937).
4. F. Dennery, R vue Générale de Thermique 33 (1962).
5. Stokes și Knipe, I.E.C. 287 (1960).
6. H. Leutner și Ch. Stokes, I.E.C. 341 (1961).
7. H. Leutner, I.E.C. 315 (1963).
8. * * * Le Génie Civil *138*, 231 (1961).
9. H. Meyer, Ber. Deutch. Keram. Ges. *41*. 114 (1964).
10. J. C. Wilmot, Nature (London) *162*, 996 (1948).
11. All Marnin, Proc. Indian Acad. Ser. A *37*, 254—59 (1953).
12. W. P. White, Chem. Metallurg. Eng. *25*, 17—21 (1921).

О НЕКОТОРЫХ РАСПЛАВАХ СИСТЕМЫ $MgO—CeO_2$ ПОЛУЧЕННЫХ ПРИ ПОМОЩИ ПЛАЗМЫ

(РЕЗЮМЕ)

В данной работе авторы исследуют застывшие расплавы системы $MgO—CeO_2$, в изменяющихся пропорциях, в пределах 60—95% MgO.

Соответствующие массы были получены при помощи генераторов плазмы и учитывая условия плавки и затвердевания были изучены некоторые их свойства.

Таким образом было исследовано строение масс, при помощи спектров рентгеновских лучей, инфракрасных спектров и микроскопического анализа. Были исследованы также и удельные веса и теплоты этих масс.

Выводы показывают что для сверхогнеупорных керамических масс могут успешно применятся расплавы исследованой системы $MgO—CeO_2$.

CONSIDERATIONS SUR QUELQUES COULÉES DU SYSTEME $MgO—CeO_2$ OBTENUES A L'AIDE DU PLASMA

(RÉSUMÉ)

Dans ce travail, les auteurs viennent d'étudier, les coulées solidifiées du systéme $MgO—CeO_2$, en proportions variables entre les limites 60—95% MgO.

On a obtenu les masses respectives a l'aide d'un générateur de plasme et en tenant compte de conditions de leur fusion et de leur solidification et on a observé certaines de leurs propriétés. Ainsi on a fait des investigations sur la structure des masses, en utilisant les spectres des rayons X, les spectres infrarouge et l'analyse microscopique. L'étude s'est étendue meme sur les poids spécifiques et sur les températures spécifiques de ces masses.

Les conclusions indiquent que l'on peut utiliser pour masses ceramiques superréfractaires des métaux en fusion du systeme étudié $MgO—CeO_2$.

STUDIUL EXTRACȚIEI FIERULUI DIN SOLUȚII CLORHIDRICE CU ACETAT DE BUTIL

Nota I : Studiul spectrofotometric

DE

Acad. C. DRĂGULESCU, R. POMOJE

Extracția clorurii ferice din soluții acide și de cloruri, cu solvenți organici oxigenați, a fost obiectul a numeroase cercetări [1—8].

Acetatul de butil nu este semnalat în literatură decît de la o dată recentă [7] și nu există un studiu detaliat asupra comportării lui ca extractant pentru clorura ferică.

În privința formei în care se extrage fierul din soluții clorhidrice există date spectrofotometrice care atestă formarea perechii ionice ($H^+ \cdot nS \cdot mH_2O$) ($FeCl_4^-$) în care doar partea cationică este hidratată și solvatată [9—10]. Alți autori însă, admit pentru combinația extrasă o formulare $H(FeCl_4)$ 2S [11].

În lucrarea de față am urmărit spectrofotometric eficacitatea extractantă a acetatului de butil pentru clorura ferică aflată în soluții clorhidrice de diferite concentrații. Determinările s-au făcut cu un spectrofotometru V.S.U. 1 Zeiss-Jena, în domeniul 220—400 mμ.

Soluțiile ferice s-au preparat folosind azotat feric Merck recristalizat și concentrația lor a fost stabilită gravimetric.

Acetatul de butil este de proveniență indigenă și a fost distilat pe coloană luînd în lucru porțiunea obținută în intervalul 126°±0,5. Verificarea purității s-a făcut refractometric și prin ridicarea spectrului I.R.

PARTEA EXPERIMENTALĂ

S-a urmărit absorbția optică a acetatului de butil omogen constatîndu-se că nu are absorbție în domeniul 280—400 mμ, și s-a calculat coeficientul molar de extincție.

În figura 1 este reprezentată valoarea medie a log ε pentru acetatul de butil omogen. Din figură reiese valoarea mică a lui ε.

Acetatul de butil scuturat în prealabil cu HCl 10 M prezintă o variație a absorbției optice ca mai sus.

Această comportare a acetatului de butil permite urmărirea extracției clorurii ferice, în domeniul de lungime de undă 200—400 mμ.

În literatură este indicată o solubilitate în proporție de 0,7% a acetatului de butil în apă. Această soluție are o absorbție optică diferită de aceea a acetatului de butil omogen, cum arată măsurătorile efectuate redată în figura 2.

S-a urmărit influența concentrației acidului clorhidric asupra echilibrului dintre diferitele forme complexe existente în soluțiile ferice de concentrație $1{,}05 \cdot 10^{-3}$ M. Rezultatele sînt redate în figura 3.

La o concentrație 10 M a acidului clorhidric, curba absorbției optice prezintă maxime nete pentru lungimile de undă 240, 312, 363 mμ caracterizînd ionul $FeCl_4^-$. Un al patrulea maxim foarte estompat, indicat în literatură pentru 265—270 mμ, nu a putut fi pus în evidență la aparatul nostru. Din

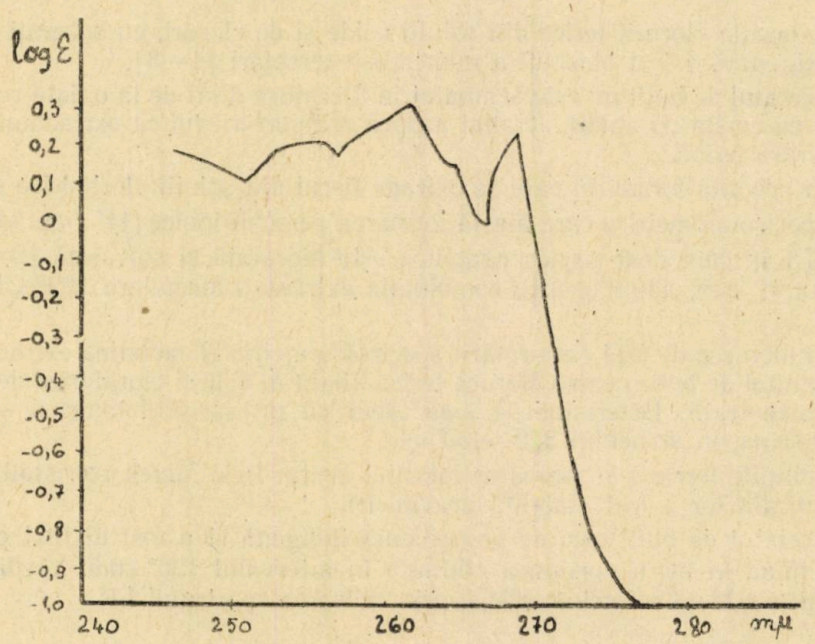


Fig. 1. Valorile medii ale log ε pentru acetat de butil.

figură se mai observă după forma curbelor că formarea ionului $FeCl_4^-$ începe să fie semnalată chiar la o aciditate mai mică, de exemplu 6 M HCl.

Urmărirea absorbției optice a extraselor cu fier a acetatului de butil permite punerea în evidență a maximelor de la 312 și 363 mμ cum se arată în figura 4 ceea ce atestă extracția fierului sub formă de $FeCl_4^-$.

În figura 4 sînt redate spectrele $FeCl_4^-$ în soluție apoasă și în acetat de butil, folosind o cuvă cu $d=0{,}103$ cm.

S-a urmărit folosind o cuvă cu $d=0{,}103$ cm eficiența extracției dintr-un volum de 5 ml de soluție cu concentrația fierului de $4{,}15 \cdot 10^{-4}$ M și de concentrația variabilă în acid clorhidric.

Pentru extracție s-a folosit un volum egal de acetat de butil. S-a agitat două minute, după care fazele s-au separat. În determinările de față nu s-a luat în considerare variația de volum ce are loc în timpul agitării. S-au măsurat apoi valorile absorbției optice ale extractelor pentru lungimi de undă apro-

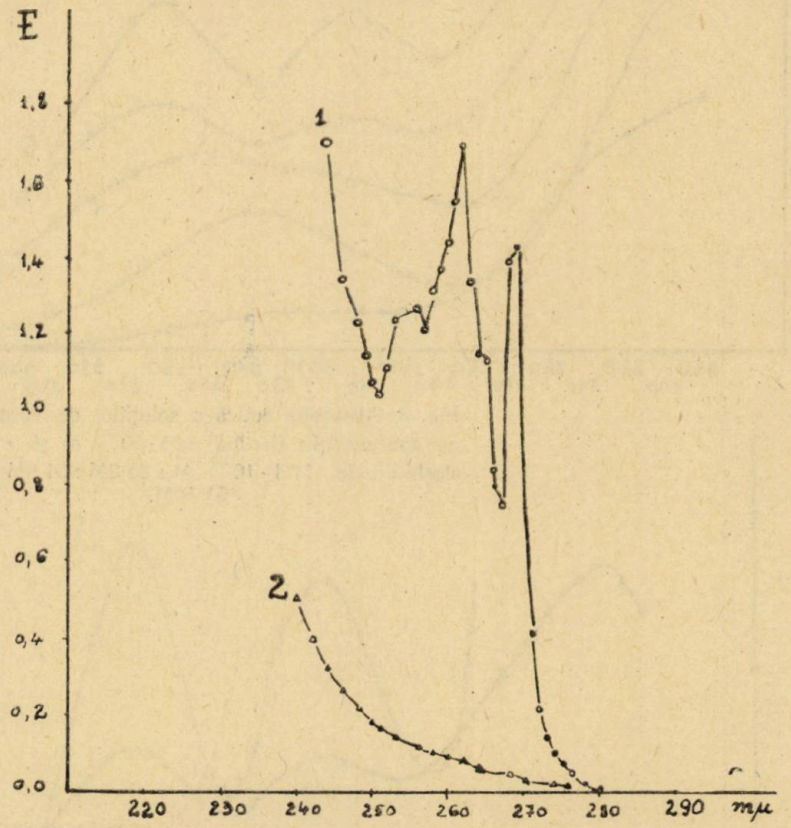


Fig. 2. 1) Absorbția optică a acetatului de butil (cuvă $d=0{,}103$ cm) ; 2) Absorbția optică a apei saturate cu acetat de butil (cuvă $d=3{,}00$ cm).

piate de cele două maxime de la 312 și 363 mμ, din soluții cu concentrația fierului de $4{,}15 \cdot 10^{-4}$ M și concentrație variabilă de acid clorhidric. Rezultatele sînt redate în figura 5.

Din figură reiese că extracția este cu atît mai eficientă cu cît soluția este mai concentrată în acid clorhidric. Această eficiență este însă foarte

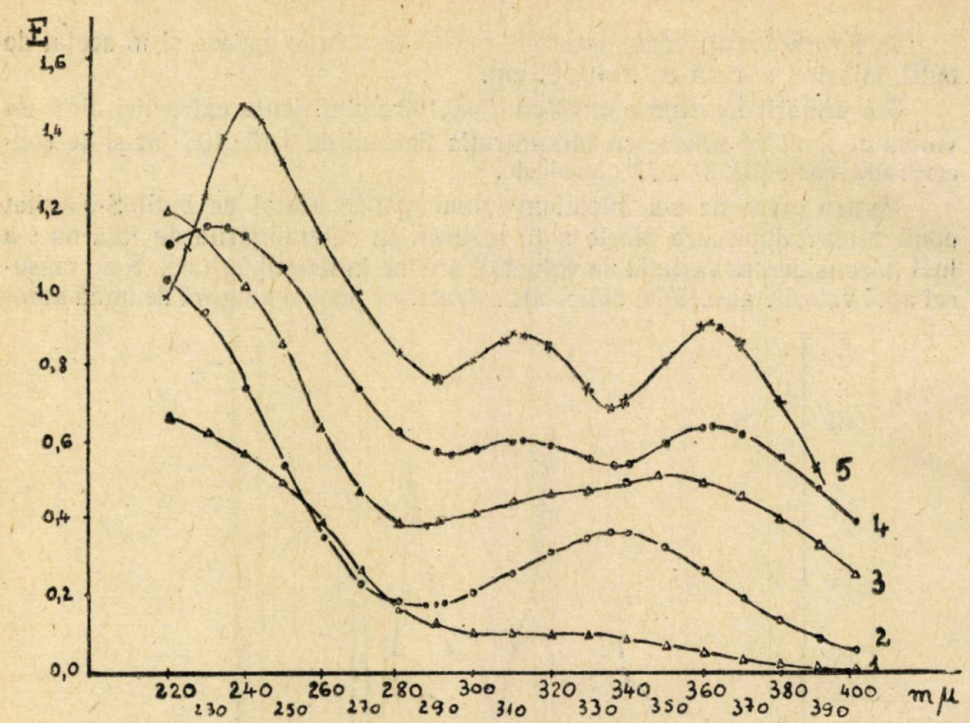


Fig. 3. Absorbția optică a soluțiilor de clorură ferică cu concentrația fierului $1{,}05 \cdot 10^{-3}$ M și a acidului clorhidric de: 1) $1 \cdot 10^{-2}$ M; 2) 2M; 3) 6M; 4) 8M; 5) 10M.

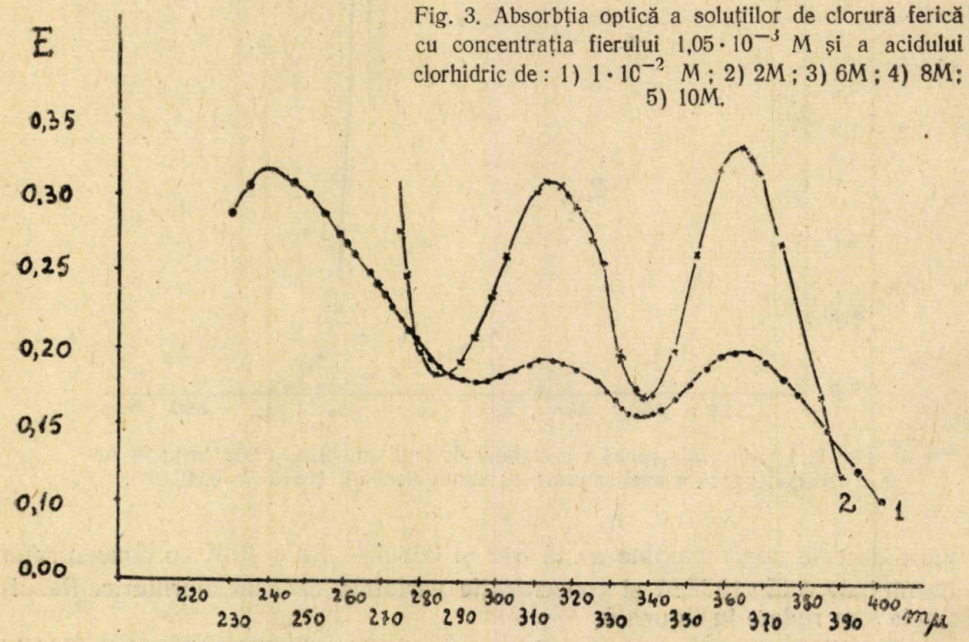


Fig. 4. 1) $FeCl_4^-$ în soluție apoasă; concentrația fierului de $4{,}15.10^{-4}$ M și acidului clorhidric de 10 M; 2) $FeCl_4^-$ în acetat de butil; extras din soluția de mai sus.

apropiată și pentru concentrații mai mici de acid clorhidric pînă la 7 M. O extracție bună se produce încă și pentru concentrații de acid clorhidric de 5—6 M pentru ca eficiența extracției să scadă brusc la o concentrație a acidului clorhidric de 4 M.

Urmărind extracția cu acetat de butil în prealabil scuturat cu acid clorhidric nu am constatat o comportare diferită.

S-au urmărit, folosind aceeași cuvă cu $d = 0{,}103$ cm, două extracții succesive din volumul de 5 ml soluție cu o concentrație a fierului de $4{,}15 \cdot 10^{-4}$ M și concentrația acidului clorhidric de 10 și 6 M, cu volum de 5 și 2 ml acetat

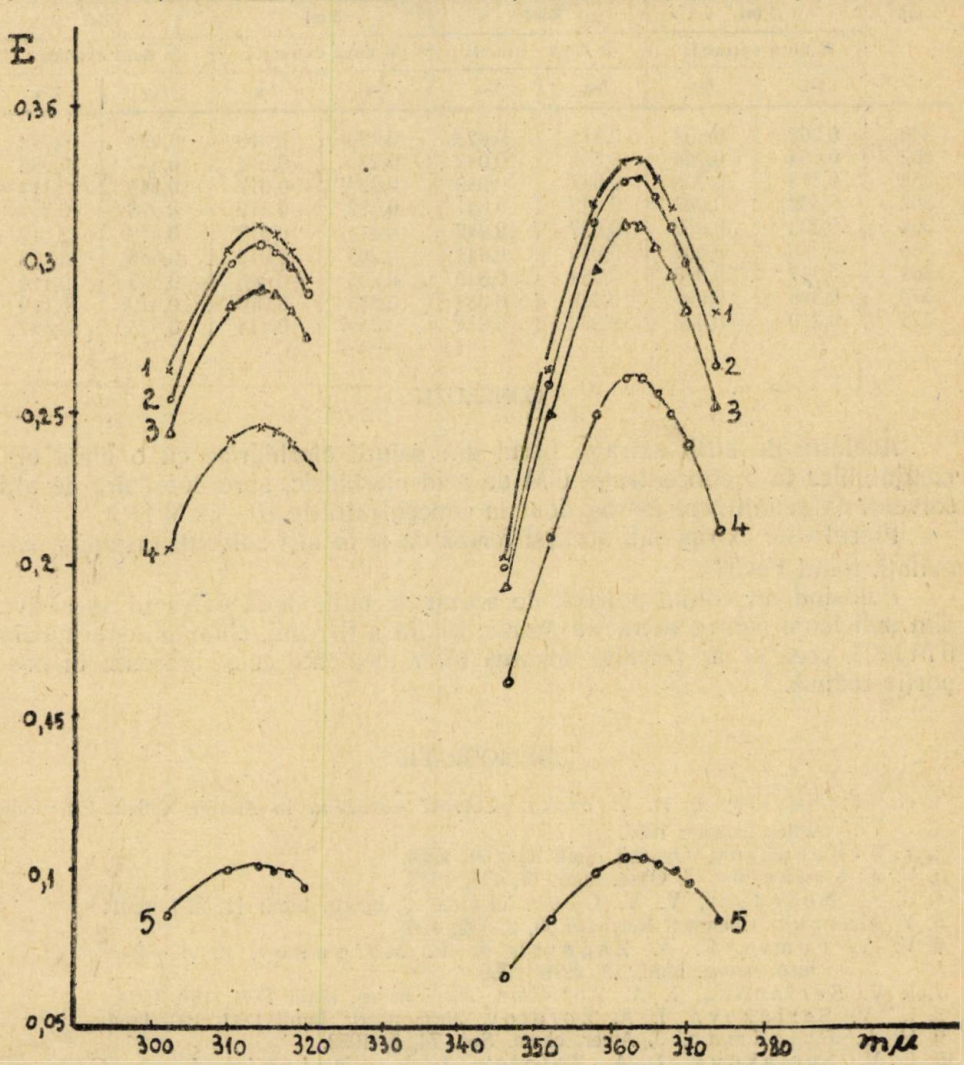


Fig. 5. Absorbția optică a extractelor cu acetat de butil din soluții avînd concentrația fierului de $4{,}15 \cdot 10^{-4}$ M și concentrația acidului clorhidric; 1) 10 M; 2) 8 M; 3) 6 M; 4) 5 M; 5) 4 M.

de butil. Absorbția optică a extractelor a fost urmărită în jurul maximului de la 363 mμ. Rezultatele sînt date în tabelul 1.

Se constată că din soluții de 10 M HCl extracția se poate executa și cu volume mai mici de acetat de butil, pe cînd din soluții 6 M HCl pentru o extracție bună este nevoie de un volum egal de solvent.

Tabelul 1

mμ	Conc. HCl—10 M				Conc. HCl—6 M			
	volumul de acetat de butil				volumul de acetat de butil			
	5 ml		2 ml		5 ml		2 ml	
	E după extracția		E după extracția		E după extracția		E după extracția	
	1-a	2-a	1-a	2-a	1-a	2-a	1-a	2-a
346	0,202	0,004	0,412	0,023	0,193	0,010	0,420	0,074
352	0,264	0,006	0,538	0,032	0,25	0,014	0,537	0,095
358	0,318	0,006	0 652	0,039	0,298	0,017	0,645	0,114
362	0,332	0,007	0,683	0,041	0,312	0 017	0,676	0,119
364	0,333	0,007	0,637	0,042	0,311	0,017	0,679	0,119
366	0,326	0,007	0,676	0,041	0,305	0,016	0,666	0,117
368	0,317	0,006	0,654	0,040	0,296	0,016	0,645	0,114
370	0,306	0,006	0,630	0,038	0,285	0,016	0,619	0,110
374	0,270	0,005	0,560	0,034	0,253	0,014	0,555	0,097

CONCLUZII

Acetatul de butil extrage fierul din soluții clorhidrice cu o bună eficiență chiar la o concentrație 6 M de acid clorhidric, spre deosebire de alți solvenți oxigenați care extrag doar la concentrații de 10—12 M HCl.

Fierul este extras sub aceeași formă ca și în alți solvenți organici oxigenați, ionul $FeCl_4^-$.

Folosind un volum potrivit de acetat de butil două extracții succesive sînt suficiente pentru extracția practic totală a fierului, chiar dinr-un mediu 6 M HCl, ceea ce ar permite dozarea altor elemente ce se găsesec în proporție redusă.

BIBLIOGRAFIE

1. G. H. Morrison, H. Freiser, Solvent extraction in Analyt. Chem. Ed. John Wiley London 1957.
2. V. I. Kuznețov, Uspehii himii 23, 654, 1954.
3. V. I. Kuznețov, J. Obsc. himii 17, 175, 1947.
4. B. V. Nekrasov, V. V. Obsiankina, J. neorg. himii 11, 573, 1941.
5. Y. Marcus, Chemical Rewiews 63, 2, 139, 1963.
6. V. V. Fomin, P. A. Zagoreț, A. F. Morgunov, I. I. Tertisnik, Jurn. neorg. himii 10, 2276, 1959.
7. I. V. Seriacova, I. A. Zolotov, Jurn. neorg. himii IX/1, 187, 1964.
8. I. V. Seriakova, I. A. Zolotov, Jurn. neorg. himii IX/1, 190, 1964.
9. H. L. Friedman, J. Amer. chem. Soc. 74, 5, 1952.
10. I. V. Seriakova, I. A. Zolotov, A. V. Karianin, L. A. Gribov, M. E. Zubrilim, J. neorg. himii VII/8, 2013, 1962.
11. H. Specker, M. Cremer, W. Jackwrth, Angew. Chemie. 71, 492, 1959.

ИЗУЧЕНИЕ ЭКСТРАКЦИИ ЖЕЛЕЗА ИЗ СОЛЯНОКИСЛЫХ РАСТВОРОВ С ПОМОЩЬЮ БУТИЛАЦЕТАТА

Сообщение 1. Спектрофотометрическое изучение.

(РЕЗЮМЕ)

В настоящей работе был изучен спектр поглощения гомогенного бутилацетата и расчет молярного коэффициента затухания.

Установлено, что оптическое поведение бутилацетата позволяет использовать спектрофотометрическое исследование экстракции железа из солянокислых растворов.

Также, была исследована эффективность простой и последовательной экстракции железа из растворов, содержащих $4{,}15 \cdot 10^{-4}$ M железа и 6—10 M, HCl.

ÜBER DIE EXTRAKTION VON EISEN AUS SALZSAUREN LÖSUNGEN MIT BUTYLAZETAT

I. Spektrophotometrische Untersuchungen

(ZUSAMMENFASSUNG)

In der vorliegenden Arbeit wird die optische Absorbtion des homogenen Butylazetats untersucht und der molare Extinktions-koeffizient berechnet.

Das optische Verhalten des Butylazetats erlaubt die spektrophotometrische Extraktion des Eisens aus salzsauren Lösungen zu verfolgen.

Es wird die Wirksamkeit der einfachen so wie der sukzessiven Extraktion aus Lèsungen verfolgt, die Eisen in Konzentrationen von $4{,}15 \cdot 10^{-4}$ M und Salzsäure 6—10 M enthalten.

RAFINAREA INTENSIVĂ A CUPRULUI CU CATOD VIBRAT

III. Realizarea unei instalații cu caracter pilot

DE

GH. FACSKO, I. RĂDOI

Rezultatele obținute în laborator, în cazul rafinării cuprului cu catod vibrant, au permis unele concluzii în baza cărora s-a prevăzut posibilitatea intensificării rafinării electrolitice a cuprului [1].

Datele de laborator arătau că în cazul vibrării catodului s-ar putea lucra fără inconveniente cu 2 000—2 500 A/m², în loc de 150—200 A/m² actual utilizate. În felul acesta productivitatea unui electrolizor actual ar crește de aproximativ 10 ori iar suprafața ocupată, volumul de electrolit, cuprul și metalele prețioase blocate sub formă de anozi ar scădea de 10 ori [2].

Afirmația despre posibilitatea intensificării rafinării electrolitice a cuprului, desigur că trebuie susținută în primul rînd cu dovezi despre faptul că o dată cu mărirea densității de curent nu va crește și cantitatea de impurități ce trec în cuprul catodic. Pentru acest lucru la scară de laborator s-a cercetat cu ajutorul aurului marcat comportarea acestuia la rafinarea cuprului cu catod vibrat.

Rezultatele au arătat că nici la densități de curent de 5 000 A/m² în cazul unui catod vibrat, cantitatea de aur ce trece în cuprul catodic nu este mai mare decît la 200 A/m² în cazul unui catod staționar.

Lucrarea de față care studiază comportarea tuturor celorlalte impurități și comportarea anodului în condiții apropiate de cele industriale era necesară din următoarele 2 motive principale:

— Impuritățile ce trec în cuprul catodic trebuiau determinate cantitativ toate. Pentru o asemenea determinare conform metodelor aplicate curent era necesar o cantitate mai mare de cupru.

— Comportarea anodului în condiții industriale este greu de apreciat după datele de laborator. Dacă se exprimă densitatea de curent prin raportul între intensitate și secțiunea geometrică a anodului, aceasta va fi diferită funcție de dimensiunile anodului din 2 motive: în primul rînd raportul între suprafața marginilor anodului — care și ele funcționează — și față va fi diferit; în al doilea rînd, raportul între suprafața reală creată prin creșterea adînciturilor în anod și secțiunea geometrică va fi funcție nemijlocită

de grosimea lui. Din acest motiv este de dorit să se lucreze în condiții cît mai apropiate de cele industriale.

Acest lucru devine cu atît mai important cu cît în lucrări anterioare am arătat că nu catodul, ci anodul este acela care limitează densitatea de curent maximă ce se poate utiliza [1].

Experimental s-a lucrat cu o instalație a cărei aspect general se vede în figura 1.

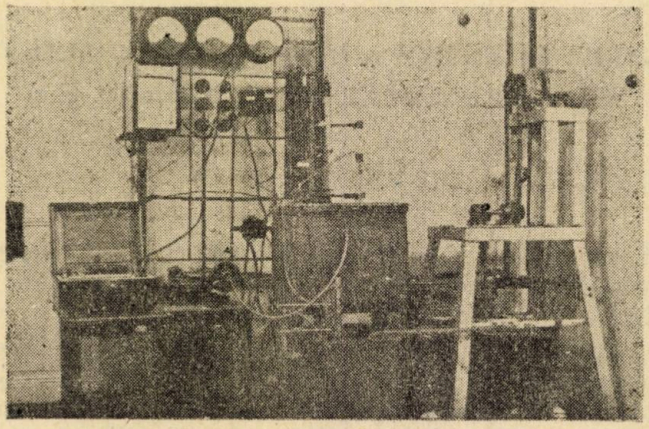


Fig. 1. Aspectul general al instalației de electroliză.

Suprafața catozilor utilizați a fost de pînă la 0,12 m² iar a anozilor de pînă la 0,10 m². Electrolitul a fost încălzit și recirculat analog cu procedeul industrial, iar gradul de impurificare al electrolitului de asemenea a fost apropiat de valorile industriale. Temperatura s-a menținut cu ±1 °C. Vibrarea s-a făcut mecanic cu ajutorul unui excentric cu o amplitudine de 2,5 mm și o frecvență de 30—38 Hz.

Drept cupru anodic s-a utilizat un cupru cu următoarea compoziție :

Tabelul 1

Compoziția anodului utilizat

Cu	98,7000%	As	0,0120%
Pb	0,2800%	Ni	0,0550%
Fe	0,0600%	Sn	0,0010%
Zn	0,0510%	Bi	0,0010%
Sb	0,1300%	S	0,0900%

Suma metalelor nobile era 0,2270%.

Lucrînd cu un electrolit cu 30 g/l Cu^{2+} și 200 g/l H_2SO_4 la 60 °C, s-a obținut cupru cu compoziția dată în tabelul 2. Analizele au fost efectuate de către Combinatul Chimico-Metalurgic Baia Mare.

Din datele obținute dintre care cîteva sînt prezentate în tabelul 2 se pot trage cîteva concluzii :

În primul rînd se vede că cuprul se încadrează în general bine în valorile maxime admise de STAS.

Tabelul 2

Impurităţile ce trec în catod în % la cîteva densităţi de curent

Impuritatea	% în cuprul catodic					Valorile maxime admise STAS 270-62
	1 500 A/m²	1 500 A/m²	2 000 A/m²	2 150 A/m.²	2 400 A/m.²	
Pb	0,0014	0,0021	0,0022	0,0019	0,0025	0,0050
Fe	0,0042	0,0045	0,0052	0,0050	0,0056	0,0050
Zn	0,0020	0,0035	0,0043	0 0030	0,0045	0,0050
Sb	0,0015	0,0050	0 0026	0,0019	0,0052	0,0020
As	urme	urme	urme	urme	urme	0,0020
Ni	0,0009	0, 0008	0,0018	0,0008	0, 0009	0,0020
Sn	urme	urme	urme	urme	urme	0,0020
Bi	0,0001	0,0002	0,0001	0,0001	0 0003	0,0 20
S	0,0048	0,0060	0,0055	0,0057	0,0050	0,0050

În al doilea rînd valorile din tabelul 2 arată că în general în jurul densităţilor de curent cu care s-a lucrat, cantitatea de impurităţi ce trece în cuprul catodic practic nu depinde de densitatea catodică de curent. Dacă conţinutul de zinc este la 1 500 A/m² 0,0020% la alt catod tot cu 1 500 A/m² este 0,0035 sau 0,0043 la 2 000 A/m² iar pentru 2 150 A/m² este mai mic 0,0030%. De asemenea stibiul are valori mai mici pentru densităţi catodice de 2 150 A/m² decît pentru 2 000 A/m², iar la un catod cu 1 500 A/m² are chiar de aproape 3 ori valoare mai mare decît pentru 2 150 A/m². Faptul că creşterea densităţii catodice de curent de la 1 500 A/m² la 2 400 A/m² nu duce la o creştere direct dependentă a impurităţilor ce trec în cuprul catodic s-a putut prevedea şi pe baza variaţiei potenţialului catodului cu densitatea de curent. Astfel în lucrări anterioare [1] s-a arătat că la un electrolit cu 10—40 g/l Cu^{2+} şi 168 g H_2SO_4/l la 45 °C, între 1 500 A/m² şi 2 500 A/m² potenţialul catodului scade doar cu aproximativ 50 mV.

Literatura semnalează pericolul pasivării anodului în cazul unei dizolvări forţate [4]. La densităţile anodice de curent uzuale, de ordinul a 200—300 sau chiar 350 A/m², problema nu prezintă importanţă deosebită.

În cazul rafinării intensive a cuprului, pe prim plan va apare comportarea anodului, deoarece după cum a rezultat din datele prezentate anterior [1], [2] polarizarea catodică nu creşte apreciabil nici la densităţi de curent de 6 000 A/m², dacă catodul este vibrat.

Polarizarea anodului poate fi o polarizare de concentraţie dar mai ales o pasivare mecanică ca urmare a formării şi creşterii stratului de nămol pe suprafaţa anodului, sau a cristalizării sulfatului de cupru.

Din acest motiv pentru determinarea comportării anodului este necesar să se ţină cont de toţi factorii care influenţează această polarizare, ca temperatură, concetraţia cuprului şi acidului sulfuric în electrolit, cît şi de timp.

În prezenta lucrare comportarea anodului s-a determinat din curbele obţinute la înregistrarea în timp a potenţialului anodului la diferite temperaturi şi concentraţii în cupru şi acid sulfuric ale electrolitului.

Înregistrarea potențialului anodului s-a făcut cu ajutorul unui înregistrator prin puncte.

În cazul unui electrolit cu compoziția : 10 g/l Cu^{2+} și 220 g/l H_2SO_4 la temperatura de 50 °C cîteva din curbele anodice se văd în figura 2.

După cum se observă la o densitate anodică de 3 400 A/m² potențialul anodului ajunge la +1 200 ÷ 1 400 mV față de electrodul saturat de calomel, la 2 600 A/m² la +600÷800 mV iar la 2 100 A/m² la 300÷400 mV. La o densitate anodică de 1 650 A/m² anodul se dizolvă la aproximativ +260 mV față de calomelul saturat. Potențialul lui crește puțin în timp și abia după 2 ore ajunge la +300 mV.

Pentru un electrolit cu 28 g/l Cu^{2+} și 200 g/l H_2SO_4 rezultatele se văd în figura 3.

Din compararea celor 2 grafice rezultă și influența puternică pe care o are concentrația cuprului din electrolit asupra comportării anodului. În cazul electrolizei obișnuite cu catod staționar nu poate fi vorba de întrebuințarea unor electroliți

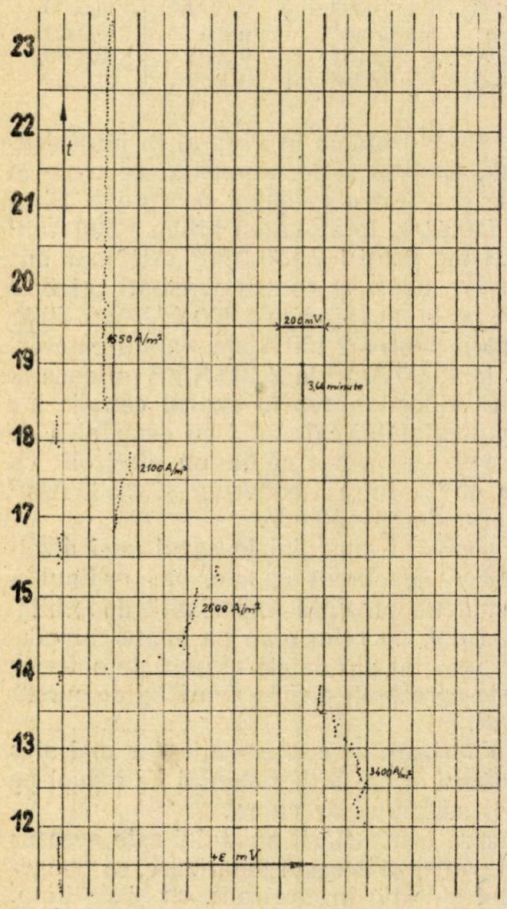


Fig. 2. Variația potențialului anodului în timp la diferite densități de curent. Concentrația cuprului în electrolit : 10 g/l.

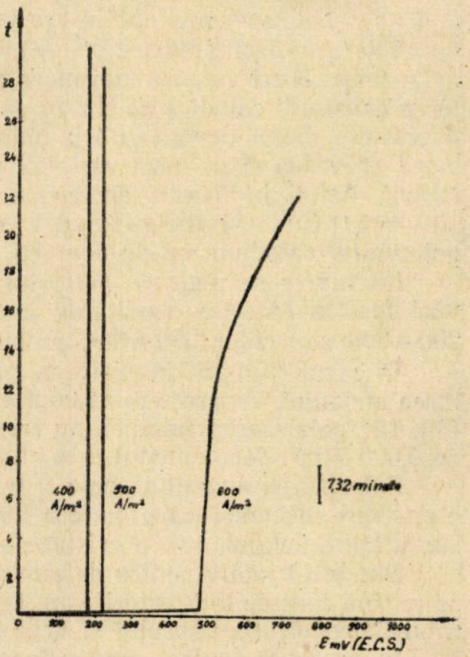


Fig. 3. Variația potențialului anodului în timp la diferite densități de curent. Concentrația cuprului în electrolit : 28 g/l.

săraci în cupru din cauza marii polarizări catodice. În cazul vibrării catodului, datorită puternicei depolarizări prin vibrare, se pot utiliza electroliți săraci în cupru [1]. În felul acesta prin vibrarea catodului se influențează indirect și procesul anodic deoarece la concentrații mici ale cuprului în electrolit se poate lucra la densități anodice de curent mai mari. Cu creșterea temperaturii și cu scăderea conținutului de acid sulfuric liber al electrolitului densitatea de curent anodică la care se poate lucra crește.

Temperatura însă este limitată de alte considerente cum ar fi o intensă evaporare etc. la maximum 55—65 °C.

Aciditatea trebuie să fie mare ca astfel căderea ohmică prin electrolit să fie mică. Scăderea rezistenței specifice a electrolitului este însă mai bruscă la creșteri ale acidității pînă în jur de 180—200 g H_2SO_4/l iar apoi la adaus ulterior de acid sulfuric scăderea e mai mică. Din acest motiv se lucrează cu acidități în jur de 180—220 g H_2SO_4/l.

Faptul că pe suprafața anodului la dizolvare forțată se formează un strat de nămol sau cristale de sulfat de cupru care cad și se reformează din nou, se traduce prin oscilații continue ale potențialului anodului. Oscilațiile pot să fie de peste 400 mV funcție de toți factorii amintiți mai sus. O curbă cu alură caracteristică pentru o asemenea dizolvare forțată a anodului se vede în figura 4.

Curba a fost obținută la 1 400 A/m² în cazul unui electrolit cu 28 g/l Cu^{2+} și 206 g/l H_2SO_4, la o temperatură de 40 °C.

Tensiunea de lucru este funcție nemijlocită de compoziția electrolitului, temperatură și distanța între electrozi. Ceilalți parametrii fiind determinați mai ales de considerentele amintite am urmărit realizarea distanței minime posibile. Din încercările făcute a rezultat că se poate lucra la o distanță medie anod catod de 1,5—2 cm. Tensiunile la care s-a putut lucra în diverse cazuri sînt următoarele:

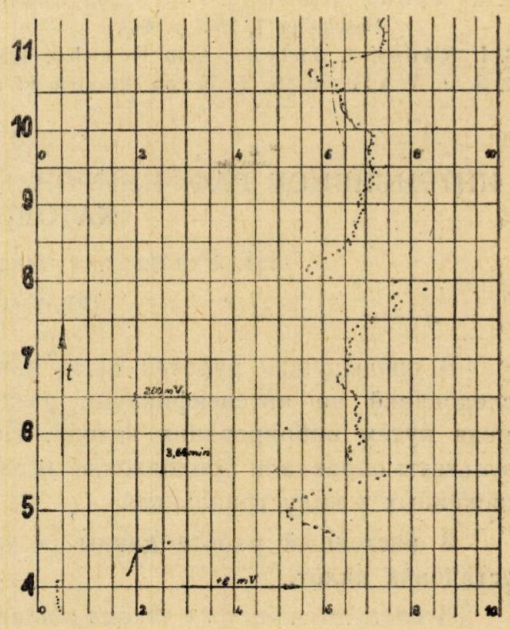


Fig. 4. Variația potențialului anodului în timp la o dizolvare forțată.

Cu un electrolit ce avea 10 g/l Cu^{2+} și 220 g/l H_2SO_4 la 60 °C, densitatea catodică 1 300 A/m² și anodică 1 650 A/m²; tensiunea a fost 0,50—0,52 V. La o densitate anodică de 1 575 A/m² și catodică de 1 200 A/m², restul condițiilor la fel tensiunea a fost 0,48 V;

Pentru un electrolit cu 20 g/l Cu^{2+} și 200 g/l H_2SO_4 la 60 °C, o densitate catodică de 1 000 A/m² și anodică 1 400 A/m², tensiunea era de 0,28—0,30 V.

În concluzie pentru electroliți săraci în cupru și restul condițiilor obișnuite anodul de cupru se poate dizolva bine pînă la densități de curent de 1 600—1 700 A/m². Desigur că cu sacrificiul unei tensiuni mărite se poate mări încă densitatea de curent. Dacă marginile catodului depășesc cu 1,5—2 centimetri marginile anodului, ceea ce în laborator a fost suficient pentru a evita îngroșarea marginilor, atunci densitatea de curent utilizabilă la catod devine în jur de 1 400—1 500 A.

Din punct de vedere al impurităților pe care le conține cuprul rafinat astfel obținut se încadrează în valorile prevăzute de STAS-ul pentru cupru.

BIBLIOGRAFIE

1. I. Rădoi, Dizertație. Institutul Politehnic Timișoara 1962.
2. I. Rădoi, Gh. Facsko, Studia Universitatis Babeș-Bolyai Cluj Series Chemia Fasciculus 1, 1963 p. 443.
3. I. Rădoi, I. Julean, Gh. Facsko, Ibid p. 451.
4. S. J. Walden, S. T. Henriksson și alții, J. Metals (1959) 11. Nr. 8, 528—34.

ИНТЕНСИВНОЕ РАФФИНИРОВАНИЕ МЕДИ ВИБРИРУЮЩИМ КАТОДОМ

III. Реализация пилотной установки

(РЕЗЮМЕ)

В предыдущих работах были даны результаты лабораторных исследований по интенсификации электролитического раффинирования меди путём вибрирования катода. Получившиеся положительные результаты оправдали продолжение исследований в условиях более приближенных к индустриальным.

В настоящей работе данны результаты полученные при помощи установки пилот.

Исследуются чистота катода и пасивизирование анода в зависимости от рабочих параметров ячейки пилот.

Полученные результаты доказывают возможность применения и в промышленном маштабе способа вибрирования катода для интенсификации электролитического рафинирования меди.

DIE INTENSIVE RAFFINATION DES KUPFERS MIT VIBRIERENDER KATHODE

III. Der Bau einer Pilot-Anlage

(ZUSAMMENFASSUNG)

In früheren Arbeiten wurden die Ergebnisse der Laboratoriumsuntersuchungen hinsichtlich der Intensivierung der elektrolytischen Kupferraffination durch das Vibrieren der Kathode dargestellt. Die erhaltenen günstigen Ergebnisse berechtigen uns, die Untersuchungen unter Bedingungen, die jenen aus der Industrie näherkommen, fortzusetzen.

In der gegenwärtigen Arbeit sind die an einer Pilot-Anlage erhaltenen Ergebnisse dargestellt. Es wurden der Reinheitsgrad der Kathode und die Passivisierung der Anode in Abhängigkeit von den Betriebsparametern der Pilot-Zelle untersucht.

Die erhaltenen Ergebnisse bestätigen die Möglichkeit, das Vibrieren der Kathode zwecks Intensivierung der elektrolytischen Kupferraffination auch auf industriellem Gebiet anzuwenden.

ASUPRA TETRAIODOMERCURIATULUI DE 2-ETOXI-6,9-DIAMINOACRIDINA *

DE

I. FLOREA

Prezenta lucrare constituie o continuare a unor lucrări publicate anterior [1], [2], [3], [4] și [5], în care s-a urmărit sinteza metalohalogenurilor de 2-etoxi-6,9-diaminoacridină și aplicarea lor în chimia analitică.

În lucrare s-a urmărit reacția care are loc între ionul $[HgI_4]^{2-}$ și lactatul de 2-etoxi-6,9-diaminoacridină (Rivanol) — BH.L precum și dacă proprietățile substanței obținute o indică eventual pentru întrebuințări analitice.

Prin tratarea unei soluții de tetraiodomercuriat de potasiu cu o soluție de BH.L, se obține un precipitat de culoare galbenă, puțin solubil în apă, reacția fiind foarte sensibilă.

Pentru a putea urmări compusul chimic care se formează la amestecarea celor două soluții, am recurs la metoda conductometrică de analiză.

Pentru titrări s-au folosit soluții de $HgCl_2$ și BH.L $1 \cdot 10^{-2}$ m. Titrul soluției de clorură mercurică a fost stabilit iodometric. Lactatul de 2-etoxi-6,9-diaminoacridină l-am purificat prin două recristalizări din produsul farmaceutic curent iar titrul i l-am stabilit prin cîntărirea directă.

1. TITRĂRI CONDUCTOMETRICE

În titrări am folosit același montaj ca și în lucrările anterioare [1], [2], [3], [4] și [5].

În diagramele din figura 1 și 2 sînt reprezentate titrările conductometrice studiate. Pe abscisă figurează volumul de reactiv adăugat iar pe ordonată conductibilitatea.

Diagrama din figura 1 reprezintă titrarea conductometrică a $K_2[HgI_4]$, soluție preparată prin adăugarea în picături a unei soluții de KI $1 \cdot 10^{-2}$ m peste o soluție acidă de $HgCl_2$ pînă la dizolvarea completă a precipitatului cu lactat de 2-etoxi-6,9-diaminoacridină. Pînă la echivalență se observă o scădere a conductibilității soluției, corespunzătoare formării compusului BH.H$[HgI_4]$.

---

* Rezultatele au fost comunicate în Sesiunea științifică a cadrelor didactice din I.P.T. la data de 16 mai 1964.

După echivalență, conductibilitatea soluției crește datorită excesului de reactiv.

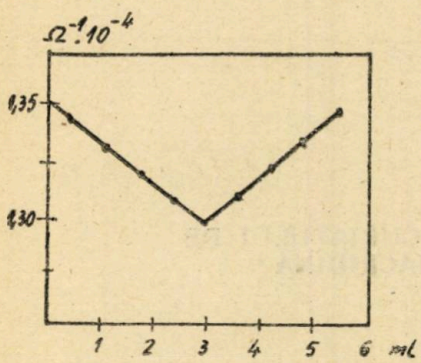


Fig. 1. 3 ml $HgCl_2$ 0,0100 m+15 ml KI 0,0100 m+42 ml apă se titrează cu BH.L 0,0100 m.

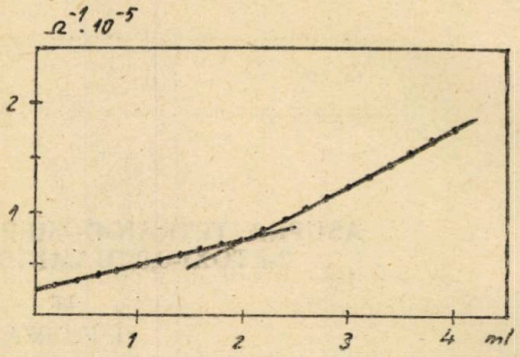


Fig. 2. 2 ml BH.L 0,0100 m+28 ml apă se titrează cu un amestec de $K_2[HgI_4]$ 0,0100 m.

In diagrama din figura 2 este reprezentată titrarea conductometrică inversă a unei soluții de BH.L cu o soluție de $K_2[HgI_4]$ $1 \cdot 10^{-2}$ m. Pînă la echivalență se observă o creștere a conductibilității ca urmare a înlocuirii ionului BH^+ din BH.L cu K^+. După echivalență, conductibilitatea crește mult mai repede de pe urma excesului de reactiv.

2. PREPARAREA ȘI ANALIZA TETRAIODOMERCURIATULUI DE 2-ETOXI-6,9-DIAMINOACRIDINA

Prin amestecarea unei soluții de tetraiodomercuriat de potasiu cu o soluție de BH.L în proporțiile de echivalență ale titrării conductometrice am obținut compusul cu BH.L al ionului $[HgI_4]^{2-}$, sub formă de precipitat pe care l-am spălat cu apă și uscat la greutate constantă.

Pentru stabilirea compoziției substanței obținute am dozat mercurul, iodul și baza organică.

Dozarea mercurului se execută gravimetric ca HgS din soluția în care substanța a fost dezagregată cu H_2SO_4 concentrat și KNO_3. Rezultatele obținute sînt date în tabelul 1.

Tabelul 1

Nr. crt.	Luat BH. H $[HgI_4]$ g	Cîntărit HgS g	% Hg găsit
1	0,2036	0,0450	20,33
2	0,1943	0,0644	20,64
3	0,1124	0,0276	21,18
4	0,1352	0,0322	20,59

Dozarea iodului din BH.H$[HgI_4]$ se face gravimetric sub formă de AgI, obținută prin precipitarea cu $AgNO_3$ din soluția în care substanța a fost

dezagregată în prezență de Na_2CO_3 și acidulată cu acid azotic. Rezultatele obținute sînt date în tabelul 2.

Tabelul 2

Nr. crt.	Luat BH. H $[HgI_4]$ g	Cîntărit AgI g	% I găsit
1	0,1229	0,0316	52,48
2	0,1946	0,1436	51,95
3	0,1771	0,1332	52,97
4	0,1455	0,1091	52,81

Dozarea bazei libere s-a făcut fotometric [6], [7] și [8]. Rezultatele obținute sînt date în tabelul 3.

Tabelul 3

Nr. crt.	Luat BH. H $[HgI_4]$ g	E	BH^+ găsit g	% BH^+ găsit
1	0,0072	0,96	$1,936 \cdot 10^{-3}$	26,86
2	0,0065	0,85	$1,724 \cdot 10^{-3}$	26,53
3	0,0067	0,85	$1,724 \cdot 10^{-3}$	26,16

Din aceste date analitice se calculează pentru tetraiodomercuriatul de 2-etoxi-6,9-diaminoacridină formula de compoziție BH.H$[HgI_4]$ și greutatea moleculară 947,55 din care Hg calculat 20,82%, I calculat 52,68% și BH^+ calculat 26,39%

3. SOLUBILITATEA SUBSTANȚEI OBȚINUTE

Solubilitatea tetraiodomercuriatului de 2-etoxi-6,9-diaminoacridină s-a determinat fotometric. Din substanța de mai sus s-a dozat baza liberă BH^+, utilizînd metoda colorimetrică [6], [7] și [8], ce se bazează pe reacția de diazotare a lactatului de 2-etoxi-6,9-diaminoacridină (Rivanol) cu acid azotos în mediu de acid clorhidric, cînd se formează un produs de culoare roșie-vișinie.

Am trasat o curbă de etalonare extincție funcție de concentrație, figura 3. De pe curba de etalonare se citește în dreptul extincției măsurate, concentrația substanței exprimată în BH^+.

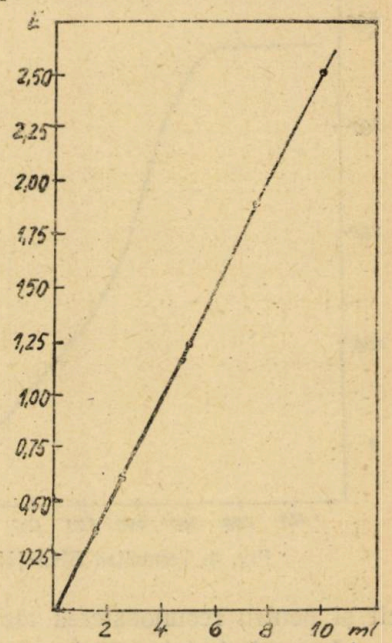


Fig. 3. $E=f(C)$: 1 ml=$2,543 \cdot 10^{-4}$ g BH^+; 1 ml Hg^{2+}=$1,993 \cdot 10^{-3}$ g.

Substanța supusă cercetării a fost ținută pînă la saturație în fiolă Erlenmeyer sub agitare continuă la 20 °C, temperatură menținută cu un termostat Wobser. Peste volumul de soluție saturată luat pentru dozare s-a adăugat cîte 0,5 ml de acid clorhidric diluat și nitrit de sodiu 0,5 m și s-a completat la marcă. Extincția soluției colorate am urmărit-o la un fotometru Pulfrich cu filtrul verde $\lambda=530$ mμ. Rezultatele obținute sînt date în tabelul 4.

Tabelul 4

Extincția medie	1,20
Cantitatea de BH^+ în g conținută în 1 000 ml soluție	$1,29 \cdot 10^{-2}$
Ioni gram BH^+/l	$5,06 \cdot 10^{-5}$
Solubilitatea S în moli/l	$5,06 \cdot 10^{-5}$
Produsul de solubilitate P_s	$2,53 \cdot 10^{-9}$

4. COMPORTAREA TERMOGRAVIMETRICA

Pentru studiul termogravimetric al tetraiodomercuriatului de 2-etoxi-6,9-diaminoacridină am utilizat o termobalanță la care a fost măsurată temperatura între 30 și 760 °C. Regimul de încălzire a fost ales de 5° pe minut. Diagrama din figura 4 reprezintă termograma obținută. Pentru studiul termogravimetric s-a luat 377,7 mg substanță pînă la 220° substanța este stabilă. Peste 220° are loc descompunerea anionului $[HgI_4]^{=}$ urmată treptat și de descompunerea componentei organice care se termină la 760 °C. Reziduul de 2,6 mg este format din cărbune.

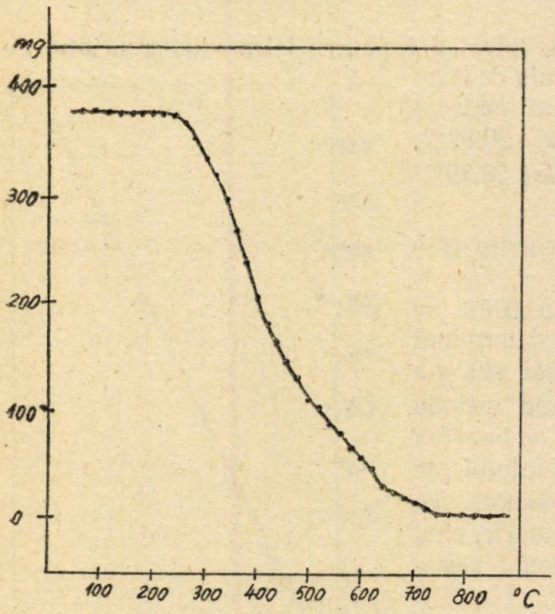


Fig. 4. Termoliza $BH.H[HgI_4]$.

5. REACȚII MICROCHIMICE

Tetraiodomercuriatul de 2-etoxi-6,9-diaminoacridină poate servi pentru recunoașterea microchimică a Hg^{2+} cît și pentru recunoașterea lactatului de 2-etoxi-6,9-diaminoacridină.

În mediul slab acid ionul $[HgI_4]^{=}$ poate fi recunoscut prin precipitatul galben pe care-l produce picătura de BH.L 0,1 m cînd întîlnește pe placa

de porţelan sau pe sticla de ceas o picătură din soluţia de cercetat. Limita de preceptibilitate a reacţiei este 0,6 γ, iar limita de diluţie 1 : 45 000. Ionul Cd^{2+} nu împiedică recunoaşterea atunci cînd se găseşte în concentraţie de pînă la 20 ori cantitatea de Hg^{2+} prezentă.

In mod analog BH.L poate fi recunoscut prin acelaşi precipitat galben pe care-l produce picătura de $K_2[HgI_4]$ 0,1 m cînd întîlneşte pe o placă de porcelan sau pe o sticlă de ceas o picătură din soluţia de cercetat. Limita de perceptibilitate a reacţici este 0,8 γ iar limita de diluţie 1 : 35 000.

6. DOZAREA FOTOMETRICA INDIRECTA A Hg^{2+}

Pentru determinarea indirectă a mercurului se utilizează combinaţia complexă pe care o formează anionul $[HgI_4]^{2-}$ cu lactatul de 2-etoxi-6,9-diaminoacridină. Mercurul poate fi angajat cantitativ sub forma acestei combinaţii dacă la proba acidulată care-l conţine se adaugă cu picătura KI pînă ce precipitatul de HgI_2 care se formează se dizolvă şi lactat de 2-etoxi-6,9-diaminoacridină în exces. După separare, complexul rezultat se dizolvă în alcool la cald peste care se adaugă o soluţie $NaNO_2$ în mediu de HCl, cînd se formează un produs de culoare roşie vişinie care se colorimetrează. Se trasează în prealabil o curbă de etalonare extincţie funcţie de concentraţie care permite să se citească direct de pe abscisă conţinutul de mercur.

METODA DE LUCRU

Proba acidulată care conţine între 2 şi $1{,}4 \cdot 10^{-2}$ mg Hg se ia într-o eprubetă de centrifugă, peste care se adaugă picătură cu picătură o soluţie de KI $1 \cdot 10^{-2}$ m pînă ce precipitatul format se dizolvă complet, apoi 14—17 ml apă şi o soluţie de BH.L $1 \cdot 10^{-2}$ m în picături şi se agită tot timpul eprubeta pentru ca precipitatul format să se separe. Sfîrşitul precipitării este marcat de culoarea galbenă fluorescentă a soluţiei.

După ce precipitatul galben de $BH.H[HgI_4]$ se depune prin centrifugare pe fundul eprubetei, se decantează soluţia de deasupra lui şi se adaugă cîţiva ml apă. Se agită precipitatul cu o baghetă pentru a se spăla de BH.L ce-l reţine şi după ce se spală bagheta cu apă se centrifughează din nou. Operaţia se repetă de cîteva ori pînă cînd în soluţia de deasupra precipitatului nu se mai recunoaşte BH^+ cu o soluţie diluată de $K_4[Fe(CN)_6]$.

După decantarea soluţiei de spălare se toarnă peste precipitat 3—4 ml alcool şi eprubeta se introduce într-un pahar cu apă fierbinte iar conţinutul acestuia se agită cu bagheta. După dizolvarea precipitatului în soluţie se adaugă cîte 0,5 ml HCl (diluat) şi $NaNO_2$ 0,5 m, se formează o coloraţie roşie-vişinie. Soluţia se trece cantitativ într-un balon de 100 ml. După completarea la marcă, se omogenizează soluţia şi se ia o probă pentru colorimetrare. Extincţiile le-am măsurat la un fotometru Pulfrich cu filtrul verde şi avînd $\lambda = 530$ mμ.

Am trasat o curbă de etalonare extincţie funcţie de concentraţie figura 3. De pe curba de etalonare se citeşte în dreptul exctincţiei măsurate, concentraţie mercurului.

Tabelul 5

Nr. crt.	$mgHg^{2+}$ luate pentru analiză	$mgCd^{2+}$ luate pentru analiză	*E*	$mgHg^{2+}$ găsit	Diferența	
					mg	%
1	1,933	—	2,510	1,985	−0,008	−0,40
2	1,794	—	2 290	1,810	+0,016	+0,88
3	1,594	—	1,930	1,585	−0,009	−0,62
4	1,395	—	1,730	1,412	+0,017	+1,22
5	1,195	—	1,530	1,212	+0,016	+1,33
6	0,296	—	1,260	0,931	−0,015	−1,56
7	0,797	—	1,00	0,789	−0,008	−1,00
8	0,598	—	0,740	0,590	−0,008	−1,33
9	0,399	—	0,510	0,407	+0,008	+2,00
10	0,199	—	0,248	0,195	−0,004	+2,00
11	0,0139	—	0,189	0,137	−0,002	−1,40
12	0 0159	—	0,200	0,0159	0	0,00
13	1,395	55,30	1,750	1,410	+0,015	+1,07
14	0,399	33,24	0,430	0,391	−0,008	−2,00
15	1,794	16,62	2,300	1,822	+0,028	+1,56
16	0,996	5,54	1,240	0,988	−0,006	−0,80
17	0,159	11,08	0,202	0,161	+0,002	+1,25
18	0,199	22,16	0,251	0,200	+0,001	+0,50

In tabelul 5 sînt date valorile obținute într-o serie de determinări, la concentrații ce variază între limitele arătate. Din determinările 13—18 reiese că Hg poate fi dozat alături de Cd în cantități de pînă la 20 de ori cantitatea de mercur luat în lucru. Prezența Cu^{2+} și Bi^{3+} împiedică dozarea.

Eroarea determinărilor nu depășește ±2%, după cum se constată din tabel.

CONCLUZII

S-a urmărit conductomeric compusul chimic care se formează prin tratarea unei soluții de tetraiodomercuriat de potasiu cu o soluție de BH.L.

Substanța formată în timpul titrării conductometrice a fost separată, uscată la greutate constantă și analizată. Pe baza datelor obținute i s-a stabilit formula chimică. S-a determinat solubilitatea substanței precum și comportarea termogravimetrică.

Tetraiodomercuriatul de 2-etoxi-6,9-diaminoacridină poate servi pentru recunoașterea microchimică, în picături a mercurului cît și a lactatului de 2-etoxi-6,9-diaminoacridină, precum și la dozarea fotometrică indirectă a mercurului în prezența cadmiului. Cuprul și bismutul jenează dozarea.

BIBLIOGRAFIE

1. C. Drăgulescu și I. Florea, Studii și Cercet. St. Chim. Acad. R.P.R. Baza Timișoara, Tom. IX. Nr. 3—4, p. 205, 1962.
2. C. Drăgulescu și I. Florea, Studii și Cercet. St. Chim. Acad. R.P.R. Baza Timișoara. Tom. IX. Nr. 3—4, p. 219, 1962.

3. C. Drăgulescu şi I. Florea, Studii şi Cercet. St. Chim. Acad. R.P.R. Baza Timişoara. Tom. IX. Nr. 3—4, p. 247, 1962.
4. C. Drăgulescu şi I. Florea, Studii şi Cercet. St. Chim. Acad. R.P.R. Baza Timişoara. Tom. IX. Nr. 3—4, p. 227, 1962.
5. C. Drăgulescu şi I. Florea, Studii şi Cercet. St. Chim. Acad. R.P.R. Baza Timişoara. Tom. X. Nr. 1—2, p. 31, 1963.
6. J. M. Schulte, Pharmac Weekbl. 67. 601—04/6. 1930. C. 1930. II. 2020.
7. J. Ssolz, Farmacia, 20—23, 11, 1940. Harcov: C. 1941. II. 23.
8. J. Maizelis, A. Miasuicova, Farmatsija 4, Nr. 617, 26—30. 1941: CA. 38. 2453. 1944.

О ТЕТРАИОДОМЕРКУРИАТЕ 2-ЭТОКСИ-6,9-ДИАМИНОАКРИДИНА

(РЕЗЮМЕ)

Рассматривается кондуктометрически химическое соединение образующеся при обработке раствора тетраиодомеркуриата калия, раствором BH.L.

Вещество полученное во время кондуктометрического титрования было отделено, высушено до постоянного веса и проанализировано. На основании полученных данных была установлена его химическая формула: $BH.H[HgI_4]$. Была определена растворимость и термогравиметрическое поведение полученного вещества.

Тетрайодомеркуриат 2-этокси-6,9-диаминоакридина можно использовать для микрохимического определения в каплях ртути и молочнокислой соли 2-этокси-6,9-диаминоакридина, а также для косвенной фотометрической дозировки ртути в присусствии кадмия. Медь и висмут мешают дозировке.

SUR LE TÉTRAIODOMERCURIATE DE 2-ETOXI-6,9-DIAMINOACRIDINE

(RÉSUMÉ)

On a poursuivi du point de vue conductométrique le composé chimique qui se forme en traitant une solution de tétraiodomercuriate de potasse avec une solution de BH.L.

La substance formée pendant le titrage conductométrique a été séparée, séchée au poids constant et analisée. Sur les données obtenues on a établi la formule chimique: $BH.H[HgI_4]$. On a déterminée la solubilité de la substance obtenue ainsi que le comportement thermogravimétrique. Le tétraiodomercuriate de 2-etoxi-6,9-diaminoacridine peut servir pour la reconnaissance microchimique, en gouttes de mercure ainsi que du lactate de 2-etoxi-6,9-diaminoacridine et du dosage photométrique indirect du mercure en présence du cadmium.

Le cuivre et le bismuth gênent le dosage.

SINTEZA ŞI APLICAŢIILE UNOR SITE MOLECULARE *

Nota 5. Studiul echilibrului de sorbţie şi al stabilităţii unor site moleculare obţinute din caolină indigenă

DE

FR. A. GOTTHARD, L. MINEA, R. RUSSU

Proprietăţile sorbante şi stabilitatea la operaţiile de regenerare sînt două dintre caracteristicile principale ale sitelor moleculare. Aceste proprietăţi ale unor site moleculare obţinute din caolină indigenă [1], [2], au fost studiate comparativ cu proprietăţile corespunzătoare ale cîtorva site moleculare de provenienţă străină. În lucrarea de faţă este redată descrierea aparaturii folosită în acest scop şi cîteva din principalele rezultate obţinute în cadrul acestui studiu.

Aparatul de echilibru se bazează pe principiul gravimetric şi este redat schematic în figura 1. Sorbentul studiat se aşază pe talerul unei balanţe de cuarţ, în esenţă un fir de cuarţ incastrat în peretele interior al recipientului aparaturii, prelungit cu un indicator ce se deplasează în faţa unei oglinzi gradate. Oglinda este gradată în diviziuni arbitrare, iar greutatea probei se obţine după etalonarea balanţei cu ajutorul unei diagrame. Talerul balanţei pătrunde într-un tub ce se fixează de recipientul aparatului prin intermediul unui racord rodat. În jurul acestui tub se află un cuptoraş montat coaxial, care se poate deplasa în lungul tubului, astfel ca talerul balanţei să se afle în centrul cuptoraşului în perioada de desorbţie şi în afara cuptoraşului în perioada de sorbţie. Cuptoraşul este încălzit electric, intensitatea curentului de încălzire fiind reglată manual de la un reostat sau un autotransformator. Temperatura din apropierea talerului balanţei se măsoară cu ajutorul unui termocuplu şi un milivoltmetru în intervalul 20—350 °C cu precizia de ±2 °C. Presiunea se măsoară cu ajutorul unui manometru înclinat cu mercur, în 1—10 mm Hg şi cu ajutorul unui manometru McLeod în intervalul 10^{-4}—1,5 mm Hg, în ambele cazuri cu erori sub 5% din valoarea citită. Manometrele sînt montate pe recipientul aparatului de echilibru, respectiv pe racordul talerului balanţei, deasupra zonei cuptoraşului de activare.

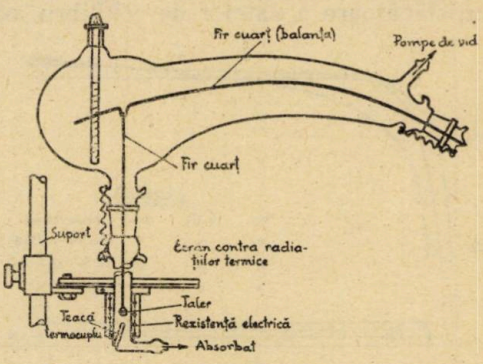


Fig. 1. Aparat pentru determinarea izotermelor de sorbţie.

* Comunicare făcută la 16 mai 1964.

Balanța poate fi dimensionată pentru cîntărirea unei cantități dorite de sorbent, practic cu aceeași eroare, determinată de citirea pe indicator. In lucrarea de față s-a folosit o balanță pentru cîntărirea unor cantități de aprox. 30 mg probă, avînd o deviație de 50 mm, permițînd determinarea capacităților de sorbție cu o eroare sub 1% față de greutatea probei, ceea ce în lucrarea de față este o valoare satisfăcătoare.

Aparatura se leagă printr-un racord, prevăzut cu robinet de instalație de evacuare, formată dintr-o pompă de vid preliminar la 10^{-1} mm Hg, și o pompă de difuziune cu presiunea limită 10^{-4} mm Hg. Vaporii se introduc în aparat printr-un racord, care comunică cu aparatul de echilibru printr-un robinet la partea inferioară a tubului talerului debitor de intrare în aparat fiind limitat cu ajutorul unei capilare.

Izotermele de sorbție se determină cu ajutorul acestui aparat după desorbția efectuată prin încălzire la 300—350 °C și evacuarea la 10^{-3}—10^{-4} mm Hg, pînă la atingerea greutății constante a probei de sorbent, ceea ce durează aprox. 30 minute. După aceea aparatul se închide, proba se răcește, se citește greutatea, temperatura (constantă) și presiunea și se determină punctele pe izotermă (sau pe izobară) după admiterea unor cantități arbitrare de gaze prin racordul corespunzător.

In tabelul 1 sînt redate cîteva din izotermele de sorbție a apei, a heptanului normal și a benzenului la 20±2 °C în două tipuri cunoscute de site moleculare străine cu pori de 4 Å și într-o probă de sită moleculară SMP-1/4A obținută din caolină indigenă, fără adaos de liant, conform procedeului descris în partea 4-a a lucrării, la scară pilot, în institutul PETROCHIM din Ploiești [1], [2]. In figura 2 sînt reprezentate aceste izoterme, iar în figura 3 sînt reproduse cîteva dintre izotermele apei în site moleculare de diferite proveniențe, publicate în literatură, alături de izoterma apei în sită moleculară SMP-1/4A, obținute în condiții comparabile. Se constată că izotermele au formă asemănătoare în cazul tuturor probelor de site moleculare cercetate, caracteristice (tip Langmuir) pentru sorbția în strat monomolecular. Se constată, de asemenea, o concordanță satisfăcătoare a datelor de echilibru, obținute cu ajutorul acestui aparat de echilibru și a datelor publicate în literatură pentru aceleași tipuri de site moleculare, deși această concordanță trebuie privită cu oarecare rezervă, deoarece, în principiu, pot exista mici diferențe între capacitățile de sorbție a două probe diferite din același tip de sită moleculară. Din același motiv și capacitatea de sorbție maximă, dată în tabel și diagramă pentru sita moleculară SMP-1/4A, trebuie privită ca o valoare singulară, ea indicînd că există posibilitatea de a obține pe calea descrisă în lucrările citate [1], [2] fără adaos de lianți, capacități de sorbție superioare sitelor moleculare granulate cu adaos de liant. Trebuie menționat că aparatura descrisă permite obținerea acestor date relativ repede față de alte tipuri de aparate și avînd în vedere cantitatea mică de probă care poate fi folosită într-o

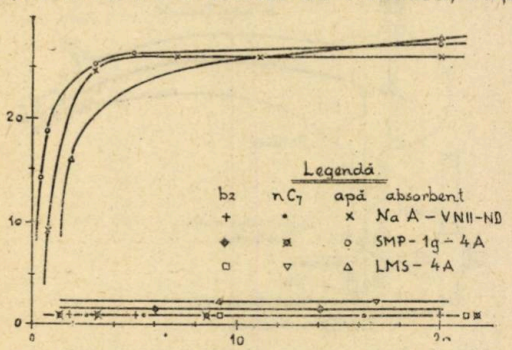


Fig. 2. Izotermele de absorbție a benzenului, *n*-heptanului și apei pe site moleculare.

determinare, aparatul permite cercetarea și a diferitelor zone din granulele de site moleculare sintetizate fără adaos de liant din caolină, avantaj care a fost folosit la punerea la punct a procesului de preparare a acestor site moleculare.

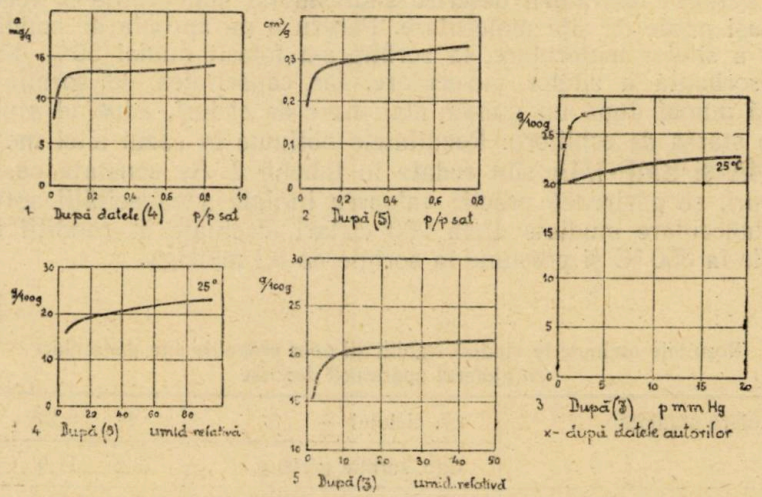


Fig. 3. Reprezentarea comparativă a unor izoterme cu ajutorul aparatului descris și a datelor din literatură.

Același tip de aparat a fost adaptat pentru studiul stabilității sorbenților, înlocuind pentru aceasta cuptorașul cu o rezistență electrică neizolată, ghidată numai de cîțiva suporți longitudinali în jurul racordului în care se află talerul balanței. Reducînd în acest mod inerția termică a siste-

Tabelul 1

Izotermele de sorbție în site moleculare, determinate cu ajutorul aparatului descris

Substanța	Tipul sitelor moleculare studiate					
	NaA-VNII NP		LINDE-13A		SMP-1/4 A	
	Presiune mmHg	Sorbit g/100 g	Presiune mmHg	Sorbit g/100 g	Presiune mmHg	Sorbit g/100 g
Apă	0,037	9,1	0,2	15,6	0,025	14,1
	0,3	24,9	1,1	23,0	0,06	18,3
	0,7	25,9	2,0	23,9	0,3	24,6
	2,0	26,1			0,5	26,1
					2,0	27,4
Benzen	0,13	0,33	0,11	0,3	0,01	0,8
	0,5	0,33	0,9	0,5	0,67	0,8
	2,0	0,5	3,1	0,5	1,4	0,8
n-heptan	0,23	0,5	0,09	0,67	0,05	1,1
	0,53	0,5	0,31	0,7	0,9	1,1
	1,6	0,67	0,88	0,83	1,7	1,1
			2,2	0,83		

mului şi folosind în acest caz o balanţă de cuarţ pentru cîntărirea a 0,5—5 g sorbent, se pot realiza 4—6 cicluri de sorbţie pe oră, măsurînd totodată, deşi cu precizie mai mică, şi parametrii echilibrului de sorbţie.

Cu ajutorul aparaturii descrise s-au studiat stabilităţile la regenerare a aceloraşi probe de site moleculare. Pentru a ne apropia de condiţiile de utilizare a sitelor moleculare, la sorbţie s-a folosit numai 50% din capacitatea sorbantă a sitelor moleculare, iar capacitatea de sorbţie a fost măsurată numai după un număr mai mare de cicluri, aducînd atunci sistemul în starea de echilibru. Rezultatele obţinute în cazul sitei moleculare LINDE-4A şi SMP-1/4A sînt redate în tabelul 2. Se constată că, în ambele cazuri, se păstrează practic valoarea iniţială a capacităţii sorbante a sitelor moleculare studiate după 200 cicluri efectuate în condiţii identice (desorbţie la 350 °C şi presiune la sorbţie de 0,1 mmHg).

Tabelul 2

Rezultate obţinute la studiul stabilităţii unor probe de site moleculare cu ajutorul aparaturii descrise

Sita moleculară studiată	nr. ciclului —	1	30	200
LINDE-4A	Cap. sorbţie g/100 g.	11,0	11,0	11,0
SMP-1/4A	nr. ciclului —	1	130	200
	Cap. sorbţie g/100 g.	14,8	13,0	14,0

În cazul sitei moleculare de producţie proprie a fost necesară o reactivare mai energică după cel de al 130-lea ciclu, pentru a obţine capacitatea de sorbţie maximă în condiţiile de lucru date, probabil din cauza impurificării probei cu vaporii unor substanţe greu volatilizabile, care au pătruns în aparat, care au dus la creşterea greutăţii probei şi înainte şi după sorbţie simultan cu scăderea capacităţii de sorbţie.

CONCLUZII

1. A fost elaborată o aparatură pentru studiul echilibrului de sorbţie, care permite reproducerea suficient de exactă a izotermelor diferitelor substanţe în site moleculare într-un timp scurt, în comparaţie cu alte metode de determinare cunoscute şi poate fi folosită cu succes şi ca micrometodă.

2. Forma izotermelor apei, obţinute în cazul sitelor moleculare de producţie proprie, este de tip Langmuir ca în cazul sitelor moleculare de provenienţă străină, ce constituie o dovadă suficientă a tipului structural de sită moleculară a sorbenţilor, obţinuţi prin metodele descrise în părţile anterioare ale lucrării.

3. Se constată o stabilitate satisfăcătoare a sitelor moleculare sintetizate fără adaos de liant din caolină, stabilitatea comparabilă cu cea a unei site moleculare de provenienţă străină, în condiţiile cercetate.

BIBLIOGRAFIE

1. Ciocoiu P., Dinescu A., Dinescu R., Gotthard Fr., Minea I., Rusu R., Solacolu S., „Sinteza și aplicațiile unor site moleculare", 2. „Sinteza unor site moleculare granulate, fără adaos de lianți, din caolină indigenă". Lucrările inst. PETROCHIM-Ploiești.
2. Gotthard Fr., Imbrea A., Minea I., Russu R., Vlădeanu Al., „Sinteza și aplicațiile unor site moleculare" nota 4: „Obținerea unor site moleculare granulate, fără adaos de lianți, din caolină, într-o instalație pilot". In curs de publicare.
3. Hersh Ch. K., „Molecular Sieves" 1111. Inst. of Techn., Chicago III., 1961.
4. Dubinin M. M. și colab., Izv. Akad. Nauk SSSR, D.A.N., *3*, 396 (1961).
5. Mirsky M., D.A.N. SSSR, *130*, 1,15 (1960).
6. Debafy M., Bull, IS.Fr. tech. pe. *195*, 596 (1959).

СИНТЕЗ И ПРИМЕНЕНИЕ НЕКОТОРЫХ МОЛЕКУЛЯРНЫХ СИТ

(РЕЗЮМЕ)

В работе описывается аппарат для определения равновесия сорбции, основанный на принципе измерения веса твердой пробы. В продолжении даются изотермы сорбции воды, *n* — генпана и бензола при температуре 20 °С для разных молекулярных сит зарубежного или отечественного происхождения.

SYNTHÈSE ET APPLICATION DE CERTAINS RÉSEAUX MOLÉCULAIRES

(RÉSUMÉ)

Dans l'ouvrage on décrit un appareil pour la determination de l'equilibre de l'absorbtion basé sur le principe de la mesure de la charge de la preuve de l'état solide.

On donne à la suite des isothermes de l'absorbtion de l'eau de l'n heptane et du benzène à la temperature de 20 °C pour differents réseaux moleculaires de provenence étrangère ou indigène.

CONTRIBUȚII LA CUNOAȘTEREA GEOLOGIEI ȘI A MINERALIZAȚIILOR AURIFERE DE LA STANIJA-TECHEREU *

DE

N. LUPEI

Geologia și zăcămintele din teritoriul minier Stănija-Techereu sînt cunoscute din literatura existentă, cum și din lucrări nepublicate, însă valoroase prin conținutul lor, privind aspectele economice.

Literatura anterioară se limitează îndeosebi la zăcămintele din Dealul Ungurului și Fericeaua, cu date mai restrînse pentru restul teritoriului.

În prezenta comunicare se aduc date noi asupra geologiei regiunii, se descrie mai amplu zăcămîntul de la Piatra Seacă, se dau date asupra unor elemente neidentificate în trecut, cum și asupra zonalității mineralizației. Se descrie un mineral nou de origină supergenă.

1. **În stratigrafia regiunii**, în afara complexului bazic efusiv din Triasic-Cretacic și a formațiunilor cretacice [1], [2], [3], [4], am identificat *Neogenul*, cu depuneri tortoniene, în facies marin de mică adîncime, sub forma unei alternanțe de strate subțiri de argilă, de culoare gălbuie și vineție, cu argile nisipoase și strate subțiri de gresie friabilă, cu o abundentă faună de *Moluște*, de talie mijlocie și o microfaună în care apar, în plus, *Foraminiferi* și *Ostracode*.

Depozitele tortoniene se află răspîndite în partea de nord-vest a regiunii cercetate, în pîr. Măgurii, acoperite parțial de lave andezitice din D. Măgura și cu depozite deluviale de pe relieful înconjurător. Mai apare și în flancul stîng al Văii Ciungilor, în lungul pîr. Scărișorii, acoperite parțial cu lave și cu produși deluviali din dealul Calul.

Alte aflorimente, mai puțin interesante paleontologic, argilo-grezoase, cu fluturași de mică, apar în Valea Bretii și în afluenții din dreapta a acesteia.

Prezența depozitelor tortoniene, aici, la partea de nord-vest a Munților Metaliferi, ne arată o dezvoltare mai accentuată a transgresiunilor tortoniene în regiune, cînd, probabil, apele marine de aici s-au unit cu cele de aceeași vîrstă de la Roșia Montană și din Depresiunea Zarandului. Mișcările tectonice care au favorizat întinderea apelor marine în Tortonian și retragerea lor în Sarmațian, au generat posibilități de manifestare mai

* Comunicată în sesiunea științifică a I.P.T. din 16—17 aprilie 1964.

intensă a unui magmatism subsecvent, de care se leagă vulcanismul în regiune, cunoscut din lucrările anterioare.

2. **Andezitul**, roca de care se leagă, aici, procesele metalogenetice, este de tipul amfibolic-piroxenic, cu biotit și mai rar cu granați. În afara resturilor unor strato-vulcani din faza a treia a erupțiilor neogene, am identificat stîlpul vulcanic din d. Runculețe, care a străbătut prin șisturi grezoase și gresii cenomaniene. Cercetările geofizice, ulterioare, au indicat existența unor astfel de stîlpi acoperiți, înrădăcinați, în continuare spre sud-est de d. Runculețe, paraleli cu zona vulcanică principală și la sud de aceasta.

Aceste constatări sugerează teza că, în regiune, astfel de stîlpi nu au străbătut totdeauna pînă la suprafață și că soluțiile metalizante, avînd blocată ridicarea și eșirea la zi, ar fi putut determina mineralizații acoperite, în adîncime. Acest fapt ar contribui la creșterea suprafeței și a spațiului explorabil în regiune.

3. **Hidrotermalismul**, legat de intruziunile subvulcanice și de aparatele vulcanice, a avut și aici cele două feluri de manifestări: *hidrometamorfismul rocilor* în apropierea formațiunilor magmatice și *metalogeneza*, în porozitatea mai mult sau mai puțin deschisă a rocilor prin care au trecut coloanele magmatice și, o dată cu ele, valul de mineralizatori. Hidrometamorfismul este bine cunoscut din cercetările anterioare în sectoarele miniere, explorate și exploatate parțial, față de care menționăm procesele intense de sericitizare-caolinizare din pîr. Poeniții (sectorul Borzești) și hidrometamorfismul șisturilor cretatice, cenomaniene de la Runculețe, bine pronunțat în galeria Petru și Pavel.

Teritoriul minier Stănija-Techerău l-am împărțit în șapte sectoare: Dealul Ungurului, Piatra Seacă, Fericeaua, Podul Ionului, Măgura Poienii, Valei Tisii și Borzești, după unitatea structurii geologice, caracteristicile mineralizației și după criteriul geografic.

În sectorul D. Ungurului, față de cercetările anterioare [1], [2] am identificat, în parageneza mineralelor metalifere, prin analiza spectrografică, făcută în laboratorul de la Gurabarza, în afară de aur și argint, următoarele elemente:

Elementul	Limitele procentuale aproximative		Elementul	Limitele procentuale aproximative	
	de la:	pînă la:		de la:	pînă la:
Beriliu	urme	<0,001	Seleniu	nedozat cantitativ	
Titan	<0,001	>0,001	Niobiu	<0,001	>0,001
Vanadiu	urme	>0,001	Cadmiu	urme	>0,01
Crom	<0,001	>0,001	Indiu	urme	<0,001
Mangan	<0,001	>1,0	Staniu	urme	⩾1,0
Cobalt	urme	<0,001	Stibiu	urme	>0,01
Nichel	urme	<0,001	Telur	<0,001	>1,0
Cupru	<0,01	>0,1	Lantan	<0,001	>0,001
Zinc	<0,01	<1,0	Taliu	urme	>0,01
Galiu	urme	>0,001	Plumb	>0,01	>1,0
Germaniu	urme	>0,001	Bismut	urme	>0,01
Arsen	<0,1	⩾1,0			

Prezența acestor elemente poate fi asociată fie cu minerale primare, în andezite și de aici remaniate prin brecia andezitică din umplutura filoniană în minereu (Ti, V, Cr, Mn, Co etc.) fie ca incluziuni minerale în parageneza primară a minereului, cum ar fi casiteritul (A. Helke), stanninul ($Cu_2Fe \cdot SnS_4$), greenockitul (CdS), spinelii, sau ca elemente disperse în rețeaua sulfurilor. În tetraedrit pot apare elementele: Cr, Mn, Co, Ni, As, Sb, Bi, Cu, Pb; în blendă pot fi prezente particule de: Cd, Ga, In, Tl. Tantalul și niobiul pot apare ca tantalați și tantalo-niobați.

Dat fiind faptul că nu au putut fi identificate cu certitudine minerale ale acestor elemente, se presupune că ele, în prezent, se află sub forma unor ocre, rezultate prin alterarea mineralelor primare, eventual se află sub formă dispersă în rețeaua sulfurilor nealterate.

4. **În fiziografia corpurilor de minereu,** menționăm filoanele deschise prin galeria Muncăceasca-est, în masivul Piatra Seacă, dintre care au importanță minieră mai ales filoanele I și III.

Filonul I se cunoaște pe o lungime de cca. 350 m, pe o adîncime de 300 m, avînd o grosime de la un decimetru la 2,0 m. Prezintă o variație a direcției și înclinării.

Umplutura filoniană este formată din andezit brecios, separat de roca andezitică prin salbande cu argilă de alunecare. Ganga filoniană este mai mult carbonatată în orizonturile inferioare, predominant cuarțoasă în orizonturile superioare.

Mineralizația este monotonă; nu are nici complexitatea și nici intensitatea cunoscută în corpurile de minereu din D. Ungurului. Predomină pirita, fără a fi într-un procent ridicat. În mod cu totul subordonat se află arsenopirita, tetraedrit, galenă, blendă, calcopirită și foarte rari cristale de stibină slab dezvoltate.

Aurul liber, uneori vizibil, alteori fin diseminat în gangă, în umplutura filoniană sau asociat cu sulfurile, apare mai abundent în trei zone columnare, aproximativ verticale, care au putut fi urmărite pe suprafața filonului, așezate la distanțele de 90—100 m, 170—190 m, 250—280 m, la sud-est de galeria transversală. Coloana din extremitatea de sud-est a filonului, în apropierea rocilor sedimentare a fost cea mai bogată; posibil ca CH_4 din depozitele cretacice să fi influențat catalitic depunerea aurului liber.

Aurul vizibil apare uneori compact, de 2—3 cm grosime, cele mai adesea sub forma frecventă de solzi, fire, mușchi, legat de ganga carbonatată și de cuarț, cum și în umplutura caolinos-feruginoasă a filonului. Apare în toată masa filonului, însă mai mult în salbanda din culcuș, unde este posibil să fi provenit și prin transport descendent, dinspre aflorimentul rămas lipsit sau foarte sărac în aur și de unde a putut fi transportat de către soluțiile vadoase, bogate în acizi humici.

Din filonul I se desprind filoanele II și III, mai scurte și cu înclinare inversă, convergentă la filonul I.

Filonul II se aseamănă fiziografic cu filonul I, însă are o gangă carbonatată mai bogată, dar este mai puțin mineralizat.

Filonul III nu are o deschidere clasic filoniană. Apare ca o fîșie, prinsă în vinișoare slab mineralizate, adesea dispărînd orice urmă de filon, după care reapare sub formă de lentile și cuiburi turtite lateral, slab dezvoltate și mineralizate.

În unele părți ale filonului se poate distinge o brecie intens hidrotermalizată, silicifiată și parțial piritizată, cu rari caverne. Ca minerale metalifere, am aflat: pirită, arsenopirită, tetraedrit și blendă.

Importanța filonului constă în cuiburi frecvente cu aur vizibil, uneori în concentrații de 3—5 kg metal la metru pătrat.

În sectorul *Fericeaua*, prin lucrările mai recente, se constată un sistem de filoane paralele, dintre care cele mai bine individualizate sînt filoanele 18, 20 și 25, filonul principal fiind acesta din urmă. Au fost deschise prin orizontul principal Muncăceasca-vest (alt. 811 m), apoi prin alte orizonturi pentru exploatare. Din lucrările recente rezultă că filoanele cercetate, în trecut, prin galeriile Roșia (alt. 956 m) și Acra (alt. 962 m), la niveluri superioare, sînt ramificații mai mult sau mai puțin dezvoltate ale filoanelor principale menționate.

Poziția acestor filoane, cu direcția NW—SE, marchează orientarea după liniile tectonice majore ale regiunii. Forma lor, pe măsură ce se ridică spre suprafață, apare cea a filoanelor ramificate, cu o evoluție spre rețele filoniene, la nivelul galeriilor Acra și Roșia.

Dintre celelalte sectoare, la ora actuală prezintă interes Măgura Poienii prin filonul Jojica, apoi, după informațiile localnicilor, galeria Nicolae Mustață din sectorul Borzești.

Urmărind distribuția zonală a mineralizației, se constată o ușoară zonalitate regională, cu maximum de dezvoltare în D. Ungurului, unde apar minerale de temperatură ridicată. Aceasta, datorită unui vulcanism intens, care a generat o densitate mare a coloanelor magmatice ascendente, cu tot atîtea căi de ridicare ale mineralizatorilor, cu reluarea metalogenezei în mai multe faze, cu temperaturi diferite după adîncimea și temperatura nivelului de alimentare cu mineralizatori. Aceste mecanisme au imprimat caracterul *xenomorf* al mineralizației, pe un diapazon de temperatură de cca. 250 °C.

Față de D. Ungurului, unde apar minerale tipomorfe pentru caracterul hipotermal al mineralizației, mai spre sud apare și caracterul mezotermal alături de cel epitermal la Fericeaua, iar în restul sectoarelor apare numai caracterul epitermal, datorită poziției mai periferice a acestor sectoare (Podul Ionului, Măgura Poienii, Valea Tisii, Borzești), față de zona axială a erupțiilor.

În cadrul sectoarelor, apare o zonalitate a mineralizației în D. Ungurului (A. Helke) și în masivul Piatra Seacă, unde pe filonul I, în orizonturile superioare, se află o gangă cuarțoasă, cu pirită și subordonat stibină, cu un conținut mai ridicat de metal în minereul comun, față de ganga carbonatică, cu prezența tetraedritului și a arsenopiritei în orizon-

turile inferioare, unde minereul comun are un conținut metalic mai scăzut, însă sînt mai frecvente cuiburile cu aur vizibil.

5. **Minerale noi,** de parageneză primară, nu am putut identifica în afară de pirotină în unele sectoare. Am aflat însă interesante procese de alterație a piritei în camera de explozivi a fostei mine Acra, sectorul Fericeaua, în condiții mai constante de temperatură, umiditate și de aeraj.

Pe un substrat de pirită, impregnată metasomatic în sedimente cretacice, apare melanteritul, dezvoltat direct pe pirită. Se prezintă sub forma de cruste friabile de culoare verde pal. Peste melanterit și crescut din el, apare *tauriscitul,* tot un sulfat feros, sub forma unor cristale lungi de 4—6 cm, de culoare gri-argintiu, ușor albăstrui, mătăsoase. Acesta, lăsat în camere uscate, luminate puternic, pierde din apă ; firele mătăsoase se fac ghem, se usucă și, în cele de urmă, se transformă în praf.

Altă varietate de sulfat feros, apare sub forma de ace drepte eșind din cruste reniforme sub forma firelor de mucegai, de culoare galben-brună, alteori sub o formă concreționară, acoperită cu o crustă de oxizi de fier.

6. **Ca obiective economice,** în afara celor care se cercetează în prezent, recomandăm :

— Hidrotermalismul din zona pîr. Poieniții ;

— Cercetări în legătură cu galeria Nicolae Mustață, din sectorul Borzești.

BIBLIOGRAFIE

1. Ghițulescu T. P., Socolescu M., — Étude géologique et minière des Monts Métallifères. Ann. Inst. Geol. Rom. vol. XXI București 1941.

2. Helke A., Beiträge zur Kenntnis der Golderzgänge am Ungarberge und am Fericsel bei Stănija im siebenbürgischen Erzgebirge (Dissertation) Leipzig 1933.

3. Ilie M., Structure géologique de la région aurifère de Zlatna. Ann. Inst. Geol. Rom. XX București 1940.

4. Lupei N., Sinteză geologică și de geologie minieră a Munților Metaliferi. Asoc. Geologică Carpato-balcanică. Congresul V 1961, București. Publ. Com. Geol. 1963, vol. V, Comunicări științifice secția IV : Geologie economică, pag. 141—163.

К ИССЛЕДОВАНИЮ ЗОЛОТОНОСНЫХ МИНЕРАЛИЗАЦИЙ ОБЛАСТИ СТЭНИЖА — ТЕКЕРЕУ

(РЕЗЮМЕ)

Автор описывает распространение в этой области Тортоняна, найденного им в Северно-западной части исследуемой территории. Предполагается существование некоторых внедренных магматических тел, покрытых меловыми образованиями, которые не были проникнуты нас-

квозь и с которыми возможно связаны скрытые минерализации. Обнаружено присутствие следующих элементов, кроме основных металлов : Be, Ti, Cr, Fe, Mn, Co, Cu, Zn, Ga, As, Se, Nb, Cd, In, Sn, Sb, Te, La, Tl, Pb, Bi, некоторые распространены, очевидно в хрустальной сети сульфидов и шпинели, или же внедрены в охру результирующую из разложения первичных минераллов.

Указываются минераллы супергенезиса, в числе которых таурисцит образованный из мелантерита.

CONTRIBUTIONS A LA CONNAISSENCE DE LA GÉOLOGIE ET DES MINÉRALISATIONS AURIFÈRES DE STANIJA-TECHEREU

(RÉSUMÉ)

L'auteur décrit dans cette région l'extension du Tortonian qu'il a trouvé dans la partie nord-ouest du territoire examiné.

On suppose l'existence de certains corps magmatiques enracinés, couverts par formations crétaciques, qui n'ont pas été percé et dont il est possible que les minéralisations cachées soint liées.

Par l'analyse spectrographique, on décèle la présence de suivants éléments, hors des métaux principaux : Be, Ti, Cr, Fe, Mn, Co, Cu, Zn, Ga, As, Se, Nb, Cd, In, Sn, Sb, Te, La, Tl, Pb, Bi, quelquesuns, probablement, dispérsés dans le réseau cristallin des lamprites et du spinelle, ou englobés dans l'ocre, cela resultée par l'altération des minéraux primaires.

On montre des minéraux de supergénèse, dont on rapelle de tauriscite provenu de mélantérite.

DESPRE STRUCTURA COMPLEXULUI MOLECULAR DE ADIȚIE $CH_3NO_2 \cdot AlCl_3$. SPECTRE IN INFRAROȘU

DE

J. REICHEL, R. VILCEANU

Se cercetează spectrul în infraroșu al complexului molecular de adiție $CH_3NO_2 \cdot AlCl_3$, în soluție de tetracloretan sim. Prin coordonarea aspectelor spectrale cu valorile momentului electric, care au fost determinate anterior și după aprecierea unor date comparabile din literatură, se discută natura legăturii între CH_3NO_2 și $AlCl_3$ și se prezintă o formulă probabilă de structură.

În 1958 am publicat [1] rezultatele cercetărilor noastre cu privire la identificarea și izolarea complexului molecular de adiție $AlCl_3 \cdot CH_3NO_2$. În cursul acestor lucrări, am determinat și calculat o serie de însușiri fizico-chimice ale acestui complex între care și momentul electric.

Înainte de a trece la discutarea naturii legăturii între clorura de aluminiu și nitrometan, am mai considerat necesară și cunoașterea spectrelor în infraroșu, pentru ca prin coordonarea acestor valori experimentale să putem propune o structură a complexului molecular de adiție.

SPECTRE IN INFRAROȘU

In literatura recentă s-au descris unele lucrări efectuate asupra unor complecși formați de $AlBr_3$ și de alți acizi Lewis cu nitroderivați aromatici [1], [5], [6], iar cu privire la complexul $CH_3NO_2 \cdot AlBr_3$, P. Gagneaux și colab. [7] au subliniat aspectul mai simplu al spectrului, deoarece la acest complex nu mai apare fenomenul de conjugare al grupei nitro cu nucleul aromatic.

Intr-o lucrare publicată în 1961, P. Gagneaux și colab. [8] au studiat și spectrul complexului $AlCl_3 \cdot CH_3NO_2$, în lumina infraroșie polarizată, efectuat asupra cristalelor în prealabil izolate și apoi dispersate în nujol. Prepararea acestor cristale cu anumite dimensiuni axiale a necesitat o tehnică specială, scopul urmărit fiind determinarea axelor cristalo-grafice.

Noi am arătat încă în 1958 [1] că acest complex molecular de adiție se formează și există în continuare în soluție în anumiți solvenți organici,

și că însușirile fizico-chimice ale acestor soluții inițiale sînt identice cu cele ale soluțiilor complexului în prealabil izolat.

Deoarece reacțiile de condensare studiate de noi [5] au fost efectuate sub influența acestui catalizator complexat în mediu de solvent organic, am cercetat în continuare spectrul de vibrație al complexului molecular de adiție $AlCl_3 \cdot CH_3NO_2$, de asemenea într-un solvent organic, fără izolarea prealabilă a cristalelor complexului.

Drept solvent am utilizat tetracloretanul simetric.

Spectrele în infraroșu au fost determinate * cu un spectrofotometru model UR 10 C. Zeiss, Jena, cu două fascicole. Concentrația soluțiilor a fost de 5%. Datorită faptului că soluțiile complexului degradează halogenurile alcaline chiar la temperatura ordinară, am încercat folosirea unor ferestre de săruri de taliu care, însă, de asemenea au fost atacate. De aceea am recurs la confecționarea unor ferestre de teflon care au rezistat bine. Grosimea cuvelor a fost de 0,7 mm. Cu aceasta s-a putut lucra bine în domeniul important de numere de undă între 1 350—1 650 cm^{-1}. În schimb, pentru determinări între 500—900 cm^{-1} nu am putut utiliza, din cauza unor absorbții proprii, nici acest material. Controlul spectroscopic în infraroșu al teflonului (politetrafluoretilenă) a fost executat de noi. P. Gagneaux și colab. [7] au putut rezolva această problemă, utilizînd ferestre confecționate din CaF_2 și AgCl. Într-o altă serie de determinări efectuate în soluție benzenică, într-un domeniu mai limitat (500—900 cm^{-1}), am folosit ferestre de săruri de taliu acoperite cu folii de polietilenă. Spectrul infraroșu al nitrometanului s-a efectuat atît cu o cuvă KRS-5 de 0,1 mm, cît și cu ferestre de KBr, lichid 0,02 mm, și în soluție de CCl_4 în aceleași condiții.

Spectrul complexului molecular de adiție $AlCl_3 \cdot CH_3NO_2$ (fig. 2) prezintă deosebiri importante față de spectrul nitrometanului (fig. 1) ceea ce dovedește, înainte de toate, formarea unei legături între componentele complexului.

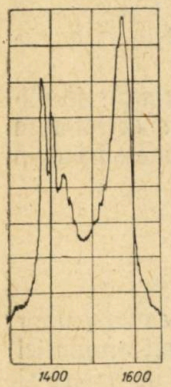


Fig. 1. Spectrul nitrometanului.

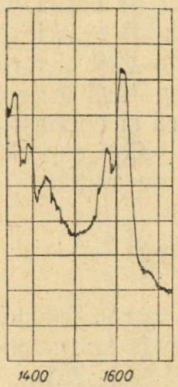


Fig. 2. Spectrul $CH_3NO_2 \cdot AlCl_3$.

Spectrele de vibrație ale *nitrometanului* — lichid, în stare gazoasă, sau în soluție benzenică — au fost prezentate și interpretate de mai mulți autori [8], [9]. Se pare că nu s-a lucrat încă în soluție de CCl_4. Din tabelul 1 se poate vedea că valorile caracteristice găsite de noi în domeniul de 1 300—1 650 cm^{-1}, deși sînt cu unele unități mai mari, concordă în general bine cu valorile date pentru nitrometanul lichid. Cu toate acestea, alura generală a curbei prezintă și aspecte particulare față de alura generală a curbei din spectrul nitrometanului lichid.

În complexul molecular de adiție $AlCl_3 \cdot CH_3NO_2$, benzile caracteristice grupării NO_2, de alungire cuplată asimetrică de la 1 575 cm^{-1} și cea simetrică de la 1 382 cm^{-1}, suferă modificări importante. În spectrul complexului apare o nouă bandă, foarte intensă, la 1 613 cm^{-1}, care poate fi atribuită vibrației de alungire cuplată asimetrică a grupei NO_2 perturbată prin complexare cu $AlCl_3$. Această nouă bandă foarte intensă a fost semnalată și de P. Gag-

* Mulțumim tov. ing. R. Bacaloglu pentru ajutorul prețios.

neaux și colab. [7], [8], însă la 1 610 cm^{-1}, pentru complexele de $AlBr_3 \cdot CH_3NO_2$ și $AlCl_3 \cdot CH_3NO_2$ studiate în dispersii de nujol. Banda remanentă, mult mai puțin intensă, la 1 575 cm^{-1}, este mai mult un „umăr", poate fi atribuită probabil nitrometanului liber provenit dintr-o ușoară descompunere a complexului în contact cu umezeala aerului în timpul determinării. Același fenomen s-a constatat și în cazul dispersiilor de nujol [7], [8]. În schimb, banda de la 1 382 cm^{-1} este mult deplasată spre numere de undă mai mici. Noua bandă este de asemenea foarte intensă, are momentul caracteristic la 1 353 cm^{-1} și se poate atribui unei perturbări a vibrației de alungire simetrică a grupei NO_2.

Tabelul 1

în cm^{-1}

CH_3NO_2 lichid			Interpretare	CH_3NO_2 în CCl_4	
				prezenta lucrare	
Wittek [9] (Raman)	Smith [9] (IR)	Gagneaux [7] (IR)		cm^{-1}	intensitatea absorbției
1562	1570	1563 ff.	$\nu(NO_2)$ asim.	1575	ff.
1375	1379	1377 m.	$\nu(NO_2)$ sim.	1382	f.
1433	1429	1430 m.	$\delta(CH_3)$ asim.	1431	m.
1402	1404	1403 f.	$\delta(CH_3)$ sim.	1407	m.f.
1312	1312	1307 slabă		1312	slabă

Benzile atribuite vibrațiilor grupei CH_3 [10], care apar în spectrul nitrometanului la 1 431 cm^{-1} (bandă de deformare asimetrică) și la 1 407 cm^{-1} (bandă de deformare simetrică), sînt numai puțin modificate și se regăsesc în spectrul complexului, cu valori de intensitate asemănătoare, la 1 428 cm^{-1} și la 1 390 cm^{-1}. În consecință considerăm că grupa CH_3 nu participă direct la stabilirea unei legături noi în complex.

Menționăm că P. Gagneaux și colab., lucrînd asupra cristalelor de $AlBr_3 \cdot CH_3NO_2$ dispersate în nujol [7], constată slăbirea pronunțată a benzii de la 1 377 cm^{-1}, în schimb apariția unei benzi foarte intense la 1 310 cm^{-1}, pe care o atribuie perturbării vibrației de alungire cuplată simetrică a grupei NO_2, probabil pe baza unui fenomen analog survenit în cazul complecșilor nitrobenzenului și al unor altor nitroderivați aromatici, cu $AlCl_3$ și cu $AlBr_3$, și interpretat de aceiași autori [7] în mod asemănător. Menționăm însă în același timp că această analogie nu este neapărat concludentă, deoarece în cazul complecșilor cu nitroderivații aromatici nu apare o bandă nouă în jur de 1 610 cm^{-1} ci valorile $\nu_a(NO_2)$ sînt situate toate [7] în jur de 1 530 cm^{-1}, ca și în nitrobenzen.

Am arătat mai sus că în cazul nostru perturbarea vibrației $\nu_s(NO_2)$ se exprimă prin deplasarea valorii caracteristice a benzii de la 1 382 cm^{-1} la 1 353 cm^{-1} intensitatea absorbției rămînînd foarte accentuată.

De asemenea, P. Gagneaux și colab. [7] semnalează dispariția benzilor de la 1 430 cm^{-1} și 1 403 cm^{-1}, deci a benzilor atribuite vibrațiilor grupei CH_3 și apariția a două benzi noi de mică intensitate la 1 378 cm^{-1} și la 1 350 cm^{-1}, pe care le atribuie vibrațiilor de deformare asimetrică și simetrică ale grupei CH_3, paralelă și perpendiculară față de planul grupei NO_2.

Am arătat mai sus că cele două benzi noi le-am regăsit în complex la $\delta_a(CH_3)$= =1 428 cm^{-1} și $\delta_s(CH_3)$=1 390 cm^{-1} intensitatea benzilor rămînînd la valori apropiate.

Lucrînd asupra complexului $AlCl_3 \cdot CH_3NO_2$, de asemenea sub formă de cristale dispersate în nujol, P. Gagneaux și colab. [8] au confirmat cele arătate pentru complexul $AlBr_3 \cdot CH_3NO_2$, doar banda de la 1 350 cm^{-1} $\nu_s(NO_2)$, nu a mai fost regăsită. S-a menționat mai sus, că noi am găsit această bandă la 1 353 cm^{-1}.

In domeniile spectrului, în care noi nu am mai făcut investigații în soluție de tetracloretan sim., P. Gagneaux și colab. [7] au observat că banda cu maximul de la 910 cm^{-1} din nitrometanul lichid atribuită vibrației de alungire a legăturii C—N, s-a înlocuit în complexul $AlBr_3 \cdot CH_3NO_2$, dispersat în nujol, cu o bandă avînd maximul la 890 cm^{-1}, iar în complexul CH_3NO_2, $AlCl_3$ la 904 cm^{-1} [8]. Se menționează că același fenomen se constată și în cazul complecșilor cu nitroderivații aromatici, maximul de la 845 cm^{-1} din nitrobenzen regăsindu-se la 838 cm^{-1} atît în complexul $AlCl_3 \cdot C_6H_5NO_2$, cît și în complexul $AlBr_3 \cdot C_6H_5NO_2$,

Atenție deosebită i se acordă faptului că în spectrul complexului $AlBr_3 \cdot CH_3NO_2$, dispersat în nujol, apare o nouă bandă, foarte intensă, la 546 cm^{-1}, și o altă bandă intensă și largă, la 464 cm^{-1} [7]. Aceste benzi lipsesc în spectrul nitrometanului lichid. Noua bandă foarte intensă de la 546 cm^{-1} se atribuie [7] formării noii legături în complex O→Al.

Această nouă bandă apare și în complecșii nitrobenzenului și anume la 657 cm^{-1} în $AlCl_3 \cdot C_6H_5NO_2$ și la 655 cm^{-1} în $AlBr_3.C_6H_5NO_2$, de asemenea în toate combinațiile complexate cu $AlCl_3$ și cu $AlBr_3$ ale nitroderivaților aromatici, maximul caracteristic situîndu-se între 613—663 cm^{-1} [7]. Se vede că în cazul complecșilor cu participarea nitroderivaților aromatici, frecvențele acestei vibrații sînt mai mari.

DESPRE STRUCTURA COMPLEXULUI MOLECULAR DE ADIȚIE $AlCl_3 \cdot CH_3NO_2$

Valoarea momentului electric al complexului molecular de adiție $AlCl_3 \cdot CH_3NO_2$ a fost stabilită de noi [1] la $\mu = 6.89$ D, iar valorile cunoscute [2], [3], [4] ale componentelor complexului sînt: $\mu = 3.0$ D. pentru nitrometan și $\mu_{AlCl_3} = 5.0$ D. pentru $AlCl_3$, toate în soluții diluate de benzen. Aceste valori comparative arată deci apariția unui moment electric adițional însemnat, indică o modificare a unghiurilor de valență în molecula $AlCl_3$, concordă cu numeroase alte date experimentale [1] și confirmă stabilirea unei legături între $AlCl_3$ și nitrometan. Deosebirile importante ce se observă în aspectul general al spectrelor în infraroșu ale complexului molecular (fig. 1) și ale nitrometanului (fig. 2) constituie o altă dovadă în același sens.

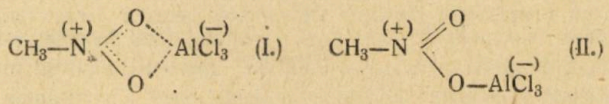
Examinînd posibilitățile structurale, valorile momentelor electrice și aspectele spectrale în infraroșu, se vede că această legătură se poate stabili numai cu participarea activă a grupei $—NO_2$, donoare de electroni. Apariția unui moment electric adițional în complex este în concordanță cu vecinătatea acestei grupe cu $AlCl_3$, iar din spectrul complexului molecular se desprinde concluzia că vibrațiile grupei $—NO_2$ sînt perturbate în mod foarte evident, și că la frecvențe mai mici apare o bandă nouă și intensă, în schimb celelalte valori de vibrație din spectrul nitrometanului nu sînt decît puțin modificate.

Banda nouă și foarte intensă în complexul molecular, la 546 cm^{-1} ce lipsește în spectrul nitrometanului, se atribuie [7] vibrației noii legături.

Am menționat că s-au observat benzi asemănătoare și în cazurile de formare de combinații complexe ale $AlCl_3$ sau $AlBr_3$ cu o serie de nitroderivați aromatici, valorile caracteristice fiind situate acolo între 613—663 cm^{-1} [7].

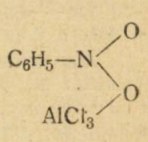
Formarea complexului molecular și stabilirea legăturii O→Al în complex se caracterizează deci, prin apariția unui moment electric adițional de μ=3.89 D, prin perturbarea însemnată a vibrațiilor grupei $—NO_2$, și prin apariția unei benzi de vibrație intense la 546 cm^{-1}.

Avînd în vedere echivalența legăturilor N—O în grupa $—NO_2$, se pune întrebarea, dacă $AlCl_3$ este legată de această grupă simetric prin cei doi atomi de oxigen (I), sau mai mult asimetric printr-un singur atom de oxigen al grupei $—NO_2$ (II).



Această problemă a mai fost discutată în literatură [1], [5], [7], [12], în legătură cu structura complecșilor de adiție ai unor nitroderivați aromatici cu $AlCl_3$, $AlBr_3$ și alți acizi Lewis. În aceste cazuri s-a considerat că datele experimentale cu privire la valoarea momentului electric și, mai ales, la aspectul general al spectrelor de vibrație concordă mult mai bine cu caracterul asimetric al legăturii O→Al.

S-a calculat [12] că valoarea numerică a momentului electric al complexului $C_6H_5NO_2 \cdot AlBr_3$ (8.51 D în CS_2) permite amîndouă ipotezele. Momentul electric adițional în complex (4.82 D) este aprox. paralel cu momentul electric al nitrobenzenului (3.69 D în CS_2) și de același sens, și caracterizează momentul electric al grupei O—$AlBr_3$, în care $AlBr_3$ trebuie să adopte o structură tetraedrică. S-a mai arătat că dacă s-ar admite un unghi de 120° între legăturile de N—O și O—Al atunci, judecînd după modelul Stuart-Briegleb, rotația liberă a legăturii O—Al ar fi puternic restrînsă și, de aceea, această structură pare să fie mai puțin probabilă.



Valoarea momentului electric al complexului $CH_3NO_2 \cdot AlCl_3$ fiind de 6.89 D, iar a celui adițional de 3.89 D, deci de ordinul apropiat valorilor date în literatură pentru complexul $C_6H_5—NO_2 \cdot AlBr_3$, putem admite același raționament general și în cazul nostru, cu aceea deosebire că legătura O—$AlCl_3$ într-o grupă $—NO_2$ legată la o grupă metil se caracterizează printr-un moment electric adițional în jur de 4 D, în timp ce aceeași legătură într-o grupă $—NO_2$ legată la un nucleu benzenic arată valori caracteristice în jur de 5 D.

În consecință considerăm că, valorile numerice de moment electric din complexul molecular de adiție $CH_3NO_2 \cdot AlCl_3$ fiind compatibile cu amîndouă posibilitățile, numai pe baza acestor date nu se poate decide, dacă legătura între grupe $—NO_2$ și $AlCl_3$ posedă un caracter predominant simetric sau asimetric.

În schimb studiul spectrelor de vibrație ne permite să facem aprecieri mai apropiate și în această privință.

Am arătat la descrierea spectrului complexului că cele două vibrații de valență ale grupei $-NO_2$ sînt perturbate în mod caracteristic și anume în sens diferit. Frecvența benzii de alungire cuplată asimetrică a crescut, iar cea simetrică a scăzut, deosebirile fiind

$$\Delta\nu_a = +38\ cm^{-1} \text{ (de la 1 575 la 1 613) și}$$

$$\Delta\nu_s = -29\ cm^{-1} \text{ (de la 1 382 la 1 353)}$$

Aceste deosebiri sugerează de la început presupunerea că ele caracterizează două legături de N—O de natură diferită. Unele date comparabile din literatura recentă [6], [7], [12], [13] concordă bine cu această formulare asimetrică a legăturii între grupele $-NO_2$ și $AlCl_3$ în complex.

În cazul complecșilor de adiție ale unor cetone cu $AlBr_3$ și alți acizi Lewis s-a constat [12], [13] că, în urma complexării, creșterea frecvențelor benzilor caracteristice este supracompensată de valoarea constantei de forță f_{co} și rezultatul final însumat este o micșorare importantă a frecvenței, de pildă cu $\Delta\nu_{(co)} = -130\ cm^{-1}$ pentru complecșii unor cetone aromatice cu $AlBr_3$. Această constatare subliniază influența mare a constantei de forță, care se micșorează în cazurile de stabilire a unor legături noi, asupra frecvenței vibrațiilor.

Avînd în vedere caracterul electrofil comun al grupelor $-NO_2$ și C=O, anumite comparații aproximative sînt admisibile și, de aceea, se poate admite același lucru și cu privire la comportarea grupei $-NO_2$.

Un calcul efectuat [7] pe baza deformației unghiului între cele două legături de N—O cu 10°, a dus la rezultate concordante, considerînd și efectul de compensare a constantei de forță.

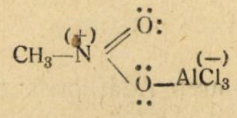
În complexele de adiție ale nitroderivaților aromatici cu acizi Lewis, de pildă în $C_6H_5NO_2 \cdot AlCl_3$, frecvența benzii asimetrice a rămas aproape neschimbată, $\Delta\nu_a = +5\ cm^{-1}$, spre deosebire de frecvența benzii simetrice care se micșorează foarte mult, $\Delta\nu_s$ fiind de $-100\ cm^{-1}$. Din această deosebire s-a tras concluzia [7] că cele două legături de N—O sînt de natură diferită.

Am arătat mai sus, că în cazul complexului nostru această deosebire este și mai evidentă. De aceea, legarea simetrică a $AlCl_3$ la grupa $-NO_2$ nu pare să fie probabilă și în orice caz, nu este în concordanță cu spectrul de vibrație al complexului. În literatura recentă se semnalează [7] și un caz de acțiune asimetrică asupra grupei $-NO_2$. În cazul *o*-nitrofenolului se admite, în urma poziției benzii de absorbție a grupei —OH la 3 280 cm^{-1}, că legătura de hidrogen între grupele $-NO_2$ și —OH se realizează asimetric, printr-un singur atom de oxigen al grupei $-NO_2$. Compararea spectrelor de vibrație ale orto- și paranitrofenolilor a scos în evidență modificări caracteristice ale frecvențelor grupei nitro în sens diferit, și anume: $\Delta\nu_s = -15\ cm^{-1}$ și $\Delta\nu_a = +30\ cm^{-1}$.

Aceste valori, care sînt chiar foarte apropiate valorilor noastre, au fost interpretate ca un indiciu pentru modificarea asimetrică a grupei $-NO_2$.

În urma sensului diferit al perturbării celor două frecvențe caracteristice grupei $-NO_2$ și după aprecierea unor fenomene comparabile din literatură, se poate admite că cele două frecvențe noi din complexul nostru caracterizează două legături N—O de natură diferită. Banda cu maximul la 1 353 cm^{-1} se poate atribui perturbării legăturii de N—O la care se fixează $AlCl_3$, iar banda cu maximul foarte intens la 1 613 cm^{-1} reprezintă probabil perturbarea vibrației acelei legături de N—O, care tinde să adopte un caracter mai pronunțat de legătură dublă.

În concluzie, din valorile momentelor electrice și din aspectele spectrelor de vibrație ale complexului molecular de adiție $CH_3NO_2 \cdot AlCl_3$, cît și după aprecierea unor fenomene comparabile din literatură, se desprinde și se poate admite că formula (II)



(II)

este apropiată de structura reală a complexului cercetat.

BIBLIOGRAFIE

1. J. Reichel și R. Vîlceanu, Studii și cercet. chim. Acad. R.P.R., Baza Timișoara, V, 1—2, 35 (1958) și C.A. *54* (1960) nr. 43616; C. *1960*, 5440; Ref. J. him. *1960*, nr. 47482; Revue de Chim. (București), *1960*, I, 67.
2. H. Ulrich și N. Nespital, Z. F. Electrochem. *37*, 559 (1931); Z. angew. Ch. *44*, 750 (1931).
3. G. Briegleb, Zwischenmolekulare Kräfte und Molekülstruktur, *1937*, 60—66.
4. Jiro Tanaka, J. chem. Soc. Japan, *78*, 1643 (1957); C. *1958*, 14004.
5. J. Reichel și R. Vîlceanu, Studii și cercet. chim. Acad. R.P.R., Baza Timișoara; III, 1—2, 17 (1956); ibid. IV, 1—2, 15, 27 (1957); ibid. IV. 3—4, 20 (1957).
6. R. Kross și V. Fassel, J. Am. Chem. Soc. 78, 4226 (1956); B. Frank, H. Hörmann și S. Scheibe, Chem, Ber. *90*, 330 (1957); J. F. Brown jr. J. Am. Chem. Soc. 77, 6341 (1955).
7. P. Gagneaux, D. Janjic și B. P. Susz, Helv. Chim. Acta, *41*, 1323 (1958).
8. P. Gagneaux și B. P. Susz, Helv. Chim. Acta, *44* 1128 (1961).
9. A. J. Wells și E. Wilson jr., J. Chem. Physics, *9*, 314 (1941); Th. P. Wilson, J. Chem. Physics *11*, 316 (1943); D. C. Smith, Chi-Yuan Pan și J. R. Nelson, J. Chem. Physics, *18*, 706 (1950); H. Wittek, Z. physik. Chem. B. *51*, 187 (1942).
10. R. Norman, R. N. Jones și C. Sándorfy, „The application of infratred and Raman Spectrometry", in A. Weissberger: „Technique of organic chemistry", vol. IX, 247, Interscience Publ. Inc., New York—London. 1956.
11. P. Gagneaux, D. Janjic și B. P. Susz, Helv. Chim. Acta, *41*, 1023 (1958).
12. P. Chalandon și B. P. Susz, Helv. Chim. Acta, *41*, 697 (1958); B. F. Susz și P. Chalandon, ibid, *41*, 1332 (1958).
13. B. P. Susz și D. Cooke, Helv. Chim. Acta, *37*, 1273 (1954).
14. R. F. Grossman, J. Org. Chem., *22*, 581 (1957).

О СТРОЕНИИ ДОБАВОЧНОГО МОЛЕКУЛЯРНОГО КОМПЛЕКСА $CH_3\ NO_2$. ИНФРАКРАСНЫЕ СПЕКТРЫ

(РЕЗЮМЕ)

Исследуется инфракрасный спектр добавочного молекулярного комплекса $CH_3NO_2 \cdot AlCl_3$, в растворе тетрахлорэтана. Координацией видов спектров с заранее определенными значениями электрического момента, и по оценке некоторых сравнимых литературных данных, рассматривается природа связи между CH_3NO_2 и $AlCl_3$ и дается предполагаемая структурная формула.

ÜBER DIE STRUKTUR DER MOLEKULAREN ADDITIONS-VERBINDUNG $CH_3NO_2 \cdot AlCl_3$. IR-SPEKTREN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Das IR-Spektrum des molekularen Additionskomplexes $CH_3NO_2 \cdot AlCl_3$ in Tetrachloräthan wird untersucht. Durch Zuordnung der Spektralwerte zu den vorher bestimmten Werten des elektrischen Moments und vergleichende Auswertung einiger Literaturangaben wird die Natur der Bindung zwischen CH_3NO_2 und $AlCl_3$ analysiert und eine vermutliche Strukturformel angegeben.

DESPRE COMPORTAREA METILNAFTALINELOR IN FAZĂ DE VAPORI FAȚĂ DE AMONIAC ȘI IN FAZĂ LICHIDĂ FAȚĂ DE OXIGEN MOLECULAR, IN PREZENȚĂ DE CATALIZATORI

DE

J. REICHEL, R. PALEA, I. IORGA, I. BOC, B. DEMIAN

S-a cercetat reacția de nitrilare a 1-metilnaftalinei cu amoniac în fază de vapori și în prezență de catalizatori, constatîndu-se predominarea reacției de dezalchilare. In reacțiile de oxidare catalitică a metilnaftalinelor în fază lichidă cu oxigen molecular, s-a evidențiat o rezistență deosebit de mare a grupei metil. Unele aspecte ale reacțiilor examinate sînt discutate și în legătură cu efectul de hiperconjugare între grupa metil și nucleul naftalinic.

I.

Reacția de oxidare a metilnaftalinelor a fost investigată în ultimul timp în două direcții principale. Lucrînd în fază de vapori, cu oxigen molecular și peste catalizatori tipici, la temperaturi în jur de 400 °C, s-a urmărit obținerea anhidridei ftalice, atingîndu-se randamente în acest produs de 50%. Reacția prezintă totuși aspecte foarte complexe [1], formîndu-se o serie de produse secundare. Sub influența acelorași catalizatori intervin, uneori din abundență, și reacții de dezalchilare, [2], eventual și reacții de izomerizare [3]. Se pare că această reacție încă nu poate fi controlată în suficientă măsură și pînă în prezent nu se cunoaște un procedeu tehnologic eficace, deși importanța economică ar fi excepțională.

Intr-o lucrare recentă [4] se arată că randamentul acestei reacții în condiții obișnuite nu ar depăși 30—40% în anhidridă ftalică, din două motive: a) căldura de reacție fiind 575 Kcal/mol pentru metilnaftaline față de 428 Kcal/mol pentru naftalină, există un pericol mai accentuat de ardere a substanței pînă la CO_2 și b) în urma mecanismului reacției, care ar decurge prin formare de naftochinone substituite. (Este cunoscut faptul că 2-metil-1,4-naftochinona se poate obține și pe altă cale cu randamente importante și că se folosește pentru prepararea unor produși cu acțiune fiziologică din seria vitaminei K.)

Aceasta ar fi și explicația faptului că 2-metilnaftalina de obicei duce la randamente mai mari decît izomerul 1-substituit. După datele autorilor, efectuînd aceeași reacție de oxidare în fază de vapori, tot sub influența unor catalizatori tipici la temperatura de 490—500 °C, însă în prezența unor parafine drept diluant, (de ex. *n*-dodecan), randamentul în anhidridă ftalică crește la 60—70%.

Oxidarea metilnaftalinelor în fază lichidă a fost examinată în diverse variante. Produsul principal urmărit în aceste reacții este acidul naftoic. În general indicațiile din literatură nu sînt bogate, suficient de des nu sînt date randamentele. În cazurile în care se indică randamentele, acestea nu au valori mari, variind între 34—50%. Se descriu reacții de oxidare cu acid azotic diluat, cu bioxid de selen și mai nou cu sulf, sulfat de amoniu și hidrogen sulfurat.

În cazurile de oxidare cu permanganat de potasiu, hipoclorit de sodiu și bicromat alcalin [5], s-a constatat că metilnaftalinele sînt foarte rezistente în comparație cu toluenul. Din acest motiv se recomandă halogenarea prealabilă a catenei laterale.

Variantele de oxidare în fază lichidă cu oxigen molecular sub influența catalizatorilor, cum sînt săruri de cobalt, de mangan și de plumb, sînt descrise în brevete. În toate cazurile se indică temperaturi relativ ridicate sub presiuni corespunzătoare și totuși cu randamente nesatisfăcătoare. Astfel, într-un brevet [6], se propune introducerea de aer timp de 15 ore într-o soluție de 1-metilnaftalină în autoclav la 35 atm. S-ar forma aproximativ 65% acid naftoic, care fără a fi izolat s-a oxidat mai departe, în fază de vapori, la anhidridă ftalică. Într-un alt brevet [7] se propune efectuarea procesului de oxidare în prezența acelorași catalizatori și a bromurii de amoniu, în mediu de acid acetic sau propionic, la temperaturi pînă la 250 °C și presiuni cuprinse între 25—200 atm. În cazul de oxidare a toluenului și *p*-xilenului s-au obținut rezultate bune. Pentru metilnaftaline nu se dau precizări favorabile. Totuși, într-un alt brevet [8], se indică un randament de 13,5% acid naftoic și 61,6% metilnaftalină netransformată, materia primă fiind un amestec de 1- și 2-metilnaftalină.

În condițiile efectuării procesului de oxidare a amestecului de 1- și 2-metilnaftalină cu aer, la temperatura de 50—100 °C, sub influența radiațiilor ultraviolete, rezultă un amestec complex de produse ce conține și acizi naftoici. Se constată însă că metilnaftalinele sînt mult mai rezistente la oxidare decît alchilbenzenii și olefinele în condiții similare [9].

Din cauza tuturor acestor rezultate puțin încurajătoare, noi am încercat să utilizăm o metodă de oxidare nouă, [10] aplicată în ultimul timp în cazul de oxidare a unor derivați alchilbenzenici cu formarea acizilor benzoici corespunzători, în condiții blînde și cu randamente în general satisfăcătoare.

Metoda preconizează utilizarea oxigenului ca agent de oxidare în mediu de acid acetic deshidratat, în prezența sărurilor de cobalt și a unui sistem activator, cetonă.

Condițiile de lucru adoptate sînt prezentate în următorul tabel:

Nr. crt.	Substratul organic	Agentul de oxidare	Temp. °C	Timp de reacție ore	Mediu de reacție	Catalizator și activator	Observații
1	2-metilnaftalină 0,2 moli	aer	96	24	acid acetic glacial 2,36 moli	acetat de cobalt 0,02 moli, cetonă 0,04 moli	
2	2-metilnaftalină 0,4 moli	aer	110 (reflux)	36	acid acetic glacial 4,72 moli	acetat de cobalt 0,04 moli, cetonă 0,08 moli	S-au observat acizi naftoici în urme
3	2-metilnaftalină 0,4 moli	oxigen	110	28	acid acetic deshidratat 4,72 moli	acetat de cobalt 0,04 moli, cetonă 0,08 moli	
4	2-metilnaftalină 0,4 moli	oxigen 6 l/h	110	24	acid acetic deshidratat 4,72 moli	acetat de cobalt 0,04 moli, cetonă 0,08 moli	
5	1-metilnaftalină 0,27 moli	oxigen	110	28	acid acetic deshidratat 4,72 moli anhidridă acetică 0,88 moli	acetat de cobalt 0,04 moli, cetonă 0,08 moli	adaos de peroxid de benzoil 0,013 moli ca inițiator

În determinările noastre experimentale s-au utilizat 2-metilnaftalină pură (p.t. 34,2 °C) și 1-metilnaftalină pură.

În primele două încercări s-a utilizat acid acetic glacial (minim 96% acid acetic), iar în celelalte determinări, acid acetic deshidratat pe P_2O_5. În ultima încercare s-a adăugat și anhidridă acetică pentru a menține gradul de deshidratate.

Drept catalizator s-a utilizat acetat de cobalt, cristalizat cu 4 moli de apă, purificat. Activatorul a fost metiletilcetona. În ultima încercare s-a adăugat peroxid de benzoil ca inițiator, urmărind scurtarea perioadei de inducție.

Modul de lucru: Într-un balon prevăzut cu trei gîturi, la care s-au conectat barbotorul de aer sau oxigen, refrigerent cu reflux și termometru, s-au introdus cantitățile de substanță, conform tabelului, barbotînd aer sau oxigen dintr-o bombă. Aerul respectiv oxigenul s-au dozat cu ajutorul unui flowmetru diferențial sau cu un contor de gaz.

Purificarea gazului s-a făcut prin trecerea sa peste un filtru cu silicagel. Oxidarea s-a efectuat în primul caz prin încălzire pe baie de apă, iar în determinările ulterioare prin încălzire la refluxul acidului acetic.

Toate încercările duc la concluzia că cele două metilnaftaline izomere manifestă o deosebită rezistență față de oxidarea efectuată în aceste condiții.

II.

Conversia alchilbenzenilor la nitrili, cu amoniac în fază de vapori pe catalizatori constituiți din oxizi metalici [11], de cele mai multe ori pe bază de pentoxid de vanadiu, s-a realizat la început în prezența oxi-

genului atmosferic. Din cauza caracterului puternic exoterm al acestor reacții, procesul este foarte greu de stăpînit și se formează numeroși produși secundari.

De aceea se preferă varianta de amonoliză în absența oxigenului, [12] realizîndu-se conversii de 5—10% a toluenului la benzonitril. Mai nou s-a arătat [13] că utilizînd catalizatori activi, un exces mare de amoniac și temperaturi sub 470 °C, reacția are loc cu o viteză care permite realizarea unei conversii mai apropiată de cea calculată teoretic. În cazul amonolizei toluenului, cel mai bun catalizator a fost cel de $V_2O_5 \cdot MoO_3$ în proporții echimoleculare, depus pe suport de Al_2O_3, la 398—415 °C, cu viteza spațială de 60 l amoniac/g catalizator pe oră, randamentul de benzonitril format fiind între 35,2—47,7% din cel teoretic.

Aplicînd această metodă de lucru, noi am examinat comportarea 1-metilnaftalinei sub influența unui exces de amoniac în fază de vapori în prezența unor catalizatori tipici: Au fost încercați catalizatori constituiți din amestecuri binare, echimoleculare de oxizi metalici, care în alte cazuri au dovedit activitate bună: [14] $V_2O_5 \cdot ThO_2/Al_2O_3$, $V_2O_5 \cdot UO_2/Al_2O_3$, $V_2O_5 \cdot MoO_3/Al_2O_3$ și $V_2O_5 \cdot MoO_3/Al$. Prepararea și activarea catalizatorilor s-a realizat după perscripții cunoscute [15]. Din aceștia catalizatorul $V_2O_5 \cdot ThO_2/Al_2O_3$ nu a dus la rezultate reproductibile.

Aparatura folosită corespunde în general aceleia ce s-a folosit la amonoliza toluenului [15] și cuprinde în esență fiola de barbotare, cuptorul electric tubular și tubul de condensare a produselor. Fiola de barbotare constă dintr-un dispozitiv de sticlă cu o înfășurare de sîrmă Cr-Ni 40,1 mm pentru menținerea ei la temperatura stabilită. Temperatura s-a reglat cu ajutorul unui bimetal. Ca rezistență suplimentară s-a folosit un bec electric de 150 w, legat în serie, putîndu-se astfel lega direct la rețeaua de 220 V. Cuptorul electric tubular, bine izolat termic, a fost legat în serie cu un reostat cu cursor pentru reglarea temperaturii. Acest cuptor a mai fost dotat cu un termocuplu cupru-constantan, etalonat prin realizarea unei diagrame termice, cu un milivoltmetru pentru măsurarea temperaturii în diferite zone ale cuptorului și un voltmetru pentru măsurarea tensiunii la capetele înfășurării cuptorului. Captarea produselor de reacție s-a realizat prin condensare sau absorbție în solvent organic. Aparatura a mai fost completată: cu o bombă de amoniac; cu suflător de aer, cu vasele tampon aferente; cu reometre cu tub capilar, etalonate, pentru măsurarea debitului de aer și amoniac, vase de siguranță și vase tampon.

S-a lucrat mai ales cu catalizatorul $V_2O_5 \cdot MoO_3$ pe Al_2O_3. Temperatura stabilită în fiola de barbotare a fost 200 °C, iar temperatura cuptorului 350—400 °C. Debitul de amoniac peste 1-metilnaftalină a fost de 2 l pe oră, iar debitul de amoniac secundar 22 l/h. Timpul de reacție a fost 14—16 ore. După două ore de funcționare se întrerupe admisia amoniacului și se introduce aer, pentru reactivarea catalizatorului, după care se introduce din nou amoniac. S-a observat, că la început se depun picături de apă în vasul de colectare și în tubul de legătură. Apoi se depun cristale, picăturile de apă fiind antrenate de gazele de reacție. La sfîrșit apar picături uleioase. Se depune de asemenea o substanță albă pe tubul cuptorului în partea neîncălzită, la ieșire. Cristalele, care încep să se topească la 75 °C, se dizolvă în eter care apoi se evaporă lăsînd substanța pentru analiză. În alte probe, produsele de reacție au fost colectate în toluen, prin barbotarea gazelor.

După datele analitice, conversia 1-metilnaftalinei în 1-naftonitril este mică, în jur de 1%, față de conversia de 5—10%, respectiv de 35—42% a toluenului în benzonitril. În același timp se constată că produsul final nu conține decît cantități mici de 1-metilnaftalină, în schimb are un conținut mare de naftalină.

În condițiile reacției predomină deci dezalchilarea 1-metilnaftalinei, formarea așteptată a 1-naftonitrilului avînd loc în măsură mult mai redusă.

Analiza produsului final s-a efectuat pe două căi: pe cale chimică și prin aprecierea spectrului în infraroșu. Analiza chimică a 1-naftonitrilului obținut s-a făcut prin hidroliza acestuia în tub închis cu acid sulfuric de 70% și acid fosforic de 70% la temperatura de 130 °C timp de patru ore, urmată de dozarea amoniacului. Metoda a fost verificată în prealabil pe amestecuri cunoscute de nitrili. În cazul probelor noastre s-a obținut 1,01% nitril.

Pentru identificarea mai precisă a amestecului de produse finale s-a efectuat un spectru în infraroșu, lucrînd cu un spectrofotometru model UR10, C. Zeiss-Jena, cu două fascicole. S-a lucrat în pastile de KBr, concentrația produsului în aceste pastile fiind de 1,4%, și asupra produsului ca atare. Se constată prezența benzii caracteristice grupării nitril, la 2 230 cm^{-1}, însă cu intensitate slabă.

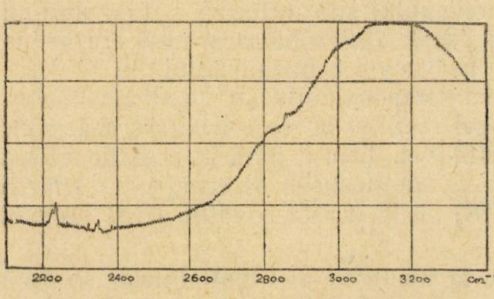


Fig. 1. Spectrul I.R. al amestecului de produse în reacție.

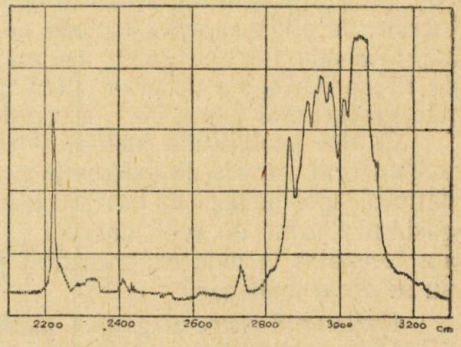


Fig. 2. Spectrul I.R. al amestecului de 1-metilnaftalină și 1-naftonitril.

La 2 840 cm^{-1}, frecvența caracteristică a legăturilor C—H alifatice, intensitatea este relativ mică, ceea ce indică prezența 1-metilnaftalinei în proporție mică în amestec. În schimb intensitatea frecvenței la 3 100—3 200 cm^{-1}, valoare caracteristică pentru naftalină, este deosebit de mare. Spectrul în IR evidențiază în același timp lipsa grupelor N—H și O—H. Aceste aprecieri sînt în concordanță cu rezultatul analizei chimice a produsului final.

În vederea intensificării conversiei s-a variat modul de lucru în diferite feluri: aplicînd un exces deosebit de mare de amoniac și lungind durata procesului la 28 ore; sau efectuînd procesul în aceleași condiții, însă introducînd concomitent oxigen cu un debit de 5 l/h împreună cu amoniacul, temperatura limitîndu-se la 325 °C. Rezultatele au rămas însă în esență neschimbate.

Pentru a vedea, dacă dezalchilarea ce s-a produs în cazul catalizatorilor ce s-au depus pe Al_2O_3, se datorește oxidului de aluminiu, s-a încercat o sinteză cu catalizatorul $V_2O_5 \cdot MoO_3$, însă depus pe granule de aluminiu metalic. S-a lucrat la temperatura de 350—400 °C, debitul de amoniac fiind de 25 l/h. Datele analitice au rămas asemănătoare celor anterioare.

În general se constată că acei catalizatori ce prezintă o activitate mare în reacțiile uzuale de nitrilare, favorizează în măsură importantă dezalchilarea metilnaftalinei. Rezultate mai favorabile în conversia la nitrili se obțin cu catalizatori mai puțin activi în reacții similare. ($V_2O_5 \cdot UO_2/Al_2O_3$).

III.

Procesul de oxidare a metilnaftalinelor cu oxigen molecular în fază de vapori, la temperatura de 350—425 °C, peste catalizatori pe bază de V_2O_5, urmărește obținerea anhidridei ftalice. Chimismul acestui proces nu este încă bine stabilit și în prezent se discută trei posibilități.

O posibilitate constă în dezalchilarea prealabilă, termică sau catalitică, a metilnaftalinelor urmată de oxidarea naftalinei pînă la anhidridă ftalică [3], [16]. Apariția naftalinei în proces a putut fi pusă în evidență în unele lucrări, de pildă aplicînd metoda cromatografică gaz-lichid [3]. Chiar și la acțiunea amoniacului gazos asupra toluenului sub influența catalizatorului de Pt pe Al_2O_3 s-a observat [17] că dezalchilarea hidrocarburii are loc la temperaturi mai joase, decît aceea de formare a benzonitrilului.

O altă posibilitate include dezalchilarea oxidativă a metilnaftalinelor, trecînd prin etapele de oxidare a grupei metil și de decarboxilare a acizilor naftoici, apoi la faza de oxidare a naftalinei. Totuși, pînă în prezent nu s-a găsit nici urme de acizi naftoici [1] în amestecurile de reacție, în schimb s-a constatat în mod experimental [18] că în aceste condiții acizii naftoici nu se decarboxilează.

Rezistență mare a grupei metil, la oxidarea metilnaftalinelor în fază lichidă după diferite variante, între care și rezultatele noastre experimentale, constituie deasemeni un contraargument.

După o altă sugestie, chimismul acestui proces ar trece prin etapa de metilnaftochinone. Această presupunere [5] se bazează pe faptul că în procesul de oxidare a naftalinei, în condiții asemănătoare, 1,4-naftochinona se poate chiar izola din amestec.

Rezultatele noastre, privind comportarea 1-metilnaftalinei în atmosferă de amoniac, la temperaturi de 325—415 °C și sub influența unor catalizatori pe bază de V_2O_5, par să fie în concordanță cu dezalchilarea prealabilă a 1-metilnaftalinei. Analiza chimică și mai ales, aprecierea spectrului în infraroșu al amestecului, arată predominarea covîrșitoare a naftalinei, față de cantitățile de 1-naftonitril și de 1-metilnaftalină. Considerăm că în sensul acesta rezultatele noastre constituie un aport la cunoașterea mai bună a chimismului acestei reacții.

S-a arătat că metilnaftalinele prezintă în reacții de oxidare o reactivitate mult mai mică decît alchilbenzenii, în condiții identice. S-a citat comportarea metilnaftalinelor, comparativ cu alchilbenzenii, față de agenții de oxidare ca permanganat de potasiu, hipoclorit de sodiu, bicromat alcalin [5], sau în condițiile unei oxidări cu aer, sub influența radiațiilor UV [19] etc. În aceste cazuri ca și în încercările noastre de oxidare cu oxigen molecular, în prezența sărurilor de cobalt în cantități catalitice și a unui activator cetonic,

în mediu de acid acetic deshidratat, metilnaftalinele prezintă o inerție deosebită. Această comportare a metilnaftalinelor devine explicabilă dacă se consideră conjugarea σ-π între grupa metil și nucleul aromatic.

Efectul de hiperconjugare este mai puternic la metilnaftaline față de toluen, datorită unei labilități mai mari a sistemului de electroni π naftalinic, ceea ce favorizează conjugarea de tip σ-π.

Cercetarea comparativă mai amănunțită a reactivității metilnaftalinelor, în legătură cu efectul de hiperconjugare, este în curs.

BIBLIOGRAFIE

1. S. Morita, Nippon Kagaku Zasshi, *80*, 509, 514, (1959), conf. C. A. *54*, 5514 (1960); C. R. Kinney, J. Pincus, Ind. Eng. Chem. *43*, 2880 (1951); R. N. Shreve, R. W. Welborn, ibid. *35*, 279 (1943); și C.A. *54*, 16439 (1960).
2. Ch. I. Norton, Thurl. E. Moss, Ind. Eng. Chem. *1963*, 140; A. H. Weiss, L. Friedman, ibid. *1963*, 163.
3. N. N. Vorojțov, V. A. Konting, J. Obșc. Him. *29*, 1541 (1959), C.A. *54*, 8741 (1960) J. Obșc. Him. *30*, 999 (1961), Ref. J. *1960*, 96333.
4. G. Arich, A. Cocco, G. Costantinides, Chim. e l'ind. Milano, *44*, 364 (1962).
5. G. Benz, A. Thalen, Atk. Kemi, *14*, 519 (1959); cf. C. *1961*, 3643.
6. R. S. Aries, USP 2930802, C. A. *54*, 16439 (1960); Ind. Eng. Chem. *1961*, 842.
7. I.C.I. F.P. 1158830, C. 11725, *1959*; USP 2963508, C. A. *55*, 11382 (1961).
8. Petrochimicals Ltd. Anglia, F. P. 1109353, C. *1958*, 1533.
9. B. T. Gavrilov, K. V. Altuhov, Nefti i gaz, *5*, 93 (1958), în Ref. Jur. *1959*, 4677.
10. W. F. Brill, Ind. Eng. Chem. *52*, 837 (1960) și USP 2853514 (1958).
11. F. Porter, M. Erchak, jr. Brevet SUA 2510605 (1950); L. Fetterly, Brevet Francez 1098400 (1954); G. H. Hardy, Brevet SUA 2825325 (1956); Ad. Farkaș, Brevet SUA 2833807 (1956); D. J. Hadley, E. J. Gasson, Brevet Englez 803901 (1958); E. J. Gasson, Brevet Englez 806492 (1958); J. B. Baream, D. J. Handley, Brevet Englez 807485 (1959); B. V. Suvorov, S. R. Rafikov, M. I. Hmura, V. Kudinova, A. Kostomina, Him. i him. tehn. II, *4*, pag. 614 (1959); vezi [15].
12. Denton Bishop, Brevet SUA, 2450677 (1948); Marisic, Denton, Bishop, Brevet SUA 2450642 (1948); Denton, Bishop, Caldwell, Chapman, Ind. Eng. Chem. *42*, 796 (1950); vezi [15].
13. Gr. Pop, E. Colev, I. Boc, Studii și Cercet. St. Chim., Baza Academiei R.P.R. Timișoara, VIII, 1—2, 151 (1961).
14. Gr. Pop, I. Iorga, Studii și Cercet. St. Chim. Baza Academiei R.P.R. Timișoara, VII, 3—4, 613 (1960).
15. Gr. Pop, Studii și Cercet. St. Chim. Baza Academiei R.P.R. Timișoara, VI, 3—4, 145 (1959).
16. J. J. Madison și R. M. Robert, Ind. Ing. Chem. *50*, 237, (1958).
17. R. H. Hausler, Disertație, E.T.H. Zürich, 1962.
18. L. F. Fieser, J. Am. Chem. Soc. *75*; 4377, (1953).

О ПОВЕДЕНИИ МЕТИЛНАФТАЛИНОВ ПО ОТНОШЕНИЮ К АММИЯКУ В ФАЗЕ ПАРОВ И В ЖИДКОЙ ФАЗЕ И ПО ОТНОШЕНИЮ К МОЛЕКУЛЯРНОМУ КИСЛОРОДУ В ПРИСУТСТВИИ КАТАЛИЗАТОРОВ

(РЕЗЮМЕ)

Исследовалось поведение метилнафталинов по отношению к кислороду в ледяной уксусной кислоте при 96°—110 °С в присутствии ацетата кобальта в качестве катализатора и метилэтилцетона как окончательного активатора с добавкой перекиси бензоила в качестве инициатора. В то время как этот метод дал хорошие результаты в случае толуэна и пара-ксилена [11], оба метилнафталина оказали большую сопротивляемость. Для объяснения данного явления, обращается особое внимание на более высокую степень сопряжения σ-π метиловой группы с ароматическим ядром, благодаря более подвижному электронному облаку нафталина. Поведение 1-метилнафталина по отношению к парам аммияка исследовалось при температурах между 325—415 °С в присутствии V_2O_5 в качестве катализатора. На основании химического и спектрального инфракрасного анализа продуктов реакции, установлено преобладание, в указанных условиях, дезалкилирования 1-метилнафталина, в то время как конверсия в случае 1-нафтонитрила располагается около 1% по сравнению с гораздо лучшими выходами бензонитрила из толуэна, работая в условиях сходных амонолизе [12], [13]. Этот ход реакции пополняет данные о ходе каталлитического окисления метилнафталина в парообразном состоянии, в котором было предложено [2] и был найден нафталин в качестве переходной фазы.

ÜBER DAS VERHALTEN DER METHYLNAPHTHALINE GEGEN AMONIAK IN DER DAMPFPHASE, SOWIE IN LÖSUNG GEGEN SAUERSTOFF, IN BEIDEN FÄLLEN IN ANWESENHEIT VON KATALYSATOREN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Es wurde das Verhalten der Methylnaphthaline gegen Sauerstoff, in Eisessig bei 96—110 °C, in Anwesenheit von Kobaltacetat als Katalysator und von Methyläthylketon als Aktivator, zuletzt unter Zusatz von Benzoylperoxyd als Initiator, untersucht. Während diese Methode im Falle des Toluols und des p-Xylols [11] gute Resultate ergibt, setzen die beiden Methylnaphthaline der Oxydation grossen Widerstand entgegen. Zur Erklärung wird auf den stärkeren Grad der σ-π — Konjugation der Methylgruppe mit dem aromatischen Kern, infolge der beweglicheren π — Elektronenwolke des Naphthalins, hingewiesen.

Das Verhalten des 1-Methylnaphthalins gegen Ammoniakdämpfe wurde bei Temperaturen von 325—415 °C în Anwesenheit von V_2O_5-Katalysatoren geprüft. Nach der chemischen und UR-Spektralanalyse des Reaktionsproduktes, herrscht unter diesen Bedingungen die Desalkylierung des 1-Methylnaphthalins vor, während die Konversion zum 1-Naphthonitril um 1% liegt, im Vergleich zu wesentlich besseren Ausbeuten an Benzonitril aus Toluol, unter ähnlichen Bedingungen der Ammonolyse [12], [13]. Dieser Reaktionsablauf wird als ein Beitrag zur Kenntnis des katalytischen Oxydationsverlaufs der Methylnaphthaline in der Dampfphase angesehen, wobei neuerdings [2] Naphthalin als Zwischenphase vorgeschlagen und auch entdeckt wurde.

CINETICA DESCOMPUNERII TERMICE A FERICIANURILOR DE ARGINT ŞI TALIU

DE

P. TRIBUNESCU şi GH. PIRLEA

Prin substituirea succesivă a ionului Ag^+ prin Tl^+, anionul $[Co(CN)_6]^{3-}$ formează combinaţii mixte [1] a căror proprietăţi se modifică o dată cu substituţia. Astfel pentru seria de combinaţii a anionului $[Co(CN)_6]^{3-}$ cu cationii Ag^+ şi Tl^+ pe măsura trecerii de la $Ag_3[Co(CN)_6]$ la $Tl_3[Co(CN)_6]$ solubilitatea în apă creşte [1] de asemenea energia de activare a descompunerii termice creşte în acelaşi sens [2], în timp ce frecvenţele de vibraţie ale legăturii $C\equiv N$ din spectrele I.R. scad pe măsură ce ionii Ag^+ sînt substituiţi prin Tl^+ [3].

În cadrul studiilor asupra combinaţiilor pe care le formează cationii Ag^+ şi Tl^+ cu anionul $[Fe(CN_6)]^{3-}$ s-a pus în evidenţă şi la aceste combinaţii posibilitatea de substituţie treptată a ionilor Ag^+ prin Tl^+ cu formarea intermediară a celor două combinaţii mixte: $Ag_2Tl[Fe(CN)_6]$ şi $AgTl_2[Fe(CN)_6]$ [4].

În lucrarea de faţă ne-am propus să facem un studiu asupra cineticii reacţiei de descompunere termică a combinaţiilor: $Ag_3[Fe(CN)_6]$, $Ag_2Tl[Fe(CN_6]$, $AgTl_2[Fe(CN)_6]$ şi $Tl_3[Fe(CN)_6]$ pentru a vedea în ce măsură energia de activare se modifică prin trecerea de la o combinaţie la alta.

Descompunerea termică a fericianurilor de argint şi taliu arătate mai sus se incadrează în categoria reacţiilor ce au loc după schema:

$$A_s \rightarrow B_s + C_g$$

în care faza gazoasă o constituie dicianul: $(CN)_2$. Formarea fazei gazoase în timpul reacţiei cu pierderea concomitentă în greutate, a fazei solide, permite ca cinetica reacţiei de descompunere să poată fi urmărită pe cale termogravimetrică.

PARTEA EXPERIMENTALA

Cele două combinaţii mixte $Ag_2Tl[Fe(CN)_6]$ şi $AgTl_2[Fe(CN)_6]$ s-au obţinut prin precipitare din soluţie la amestecarea reactanţilor în care

ionul Tl^+ s-a luat în exces [4]. Tot prin precipitare s-a obținut și $Ag_3[Fe(CN)_6]$, prin amestecarea unor soluții de concentrație echivalentă, în timp ce $Tl_3[Fe(CN)_6]$ s-a obținut prin reacția de schimb dintre TlCl și $Ag_3[Fe(CN)_6]$ cu formarea $Tl_3[Fe(CN)_6]$ și AgCl [5]. Substanțele uscate la 100 °C s-au mojarat și trecut prin site, obținîndu-se granule cu diametrul cuprins între 0,1 și 0,16 mm.

Modificarea în greutate a substanțelor încălzite la temperatură constantă s-a urmărit la o termobalanță, lucrîndu-se cu 0,2—0,3 g substanță.

Pentru interpretarea datelor obținute s-a ținut seama de faptul că viteza descompunerii substanțelor solide cu formarea unei faze gazoase este proporțională cu suprafața granulelor supuse descompunerii [6], încît expresia vitezei de reacție poate fi scrisă în forma :

$$-\frac{dm}{dt} = k \cdot s$$

care prin înlocuirea suprafeței s a particulelor în funcție de masa totală m, de numărul particulelor n, de densitatea ρ și integrare, duce la relația :

$$m^{1/3} = m_0^{1/3} - k' \cdot t$$

unde

m = masa substanței la timpul t ;
m_0 = masa inițială a substanței ;
$k' = 1{,}61 \frac{n^{1/3}}{\rho^{2/3}} \cdot k$;
k = constanta de viteză a reacției.

Relația obținută arată o dependență liniară între rădăcina cubică a masei substanței supusă descompunerii și timpul de reacție t. Prin reprezentarea grafică a celor două mărimi, din panta dreptei obținute se calculează constanta k'.

Dreptele obținute din reprezentarea grafică a datelor experimentale, arată că expresia vitezei de reacție obținută în modul arătat, descrie corect procesele studiate.

Descompunerea $Ag_3[Fe(CN)_6]$

Cinetica procesului de descompunere termică a $Ag_3[Fe(CN)_6]$ a fost urmărită izoterm, între temperaturile 433—513 °K, determinările făcîndu-se din 20 în 20°. În acest interval de temperatură reacția se desfășoară cu viteză măsurabilă.

În tabelul 1 sînt redate valorile experimentale, prima coloană conține timpul de descompunere, iar celelalte masa substanței la timpul dat.

Tabelul 1

Timpul minute	Masa substanţei la timpul $t=m$ (grame)				
	433 °K	453 °K	473 °K	493 °K	513 °K
0	0,2004	0,2001	0,1898	0,2193	0,2020
2	0,2001	0,1997	0,1894	0,2284	0,2010
4	0,2000	0,1993	0,1891	0,2279	0,1994
6	0,1998	0,1990	0,1886	0,2272	0,1983
8	0,1996	0,1987	0,1883	0,2266	0,1975
10	0,1994	0,1985	0,1879	0,2260	0,1965
12	0,1992	0,1983	0,1875	0,2255	0,1956
14	0,1990	0,1981	0,1869	0,2243	0,1945
16	0,1989	0,1979	0,1865	0,2236	0,1935
18	0,1988	0,1977	0,1861	0,2229	0,1927
20	0,1987	0,1975	0,1858	0,2221	0,1918
22	0,1985	0,1973	0,1854	0,2214	
24	0,1984	0,1970	0,1852	0,2207	
26	0,1983	0,1968	0,1849	0,2200	
28		0,1967			
k'	$0,69 \cdot 10^{-4}$	$1,10 \cdot 10^{-4}$	$2,03 \cdot 10^{-4}$	$3,40 \cdot 10^{-4}$	$4,65 \cdot 10^{-4}$

În figura 1 s-au reprezentat grafic valorile $m^{1/3}$ în funcţie de timp, obţinîndu-se pentru fiecare temperatură dreptele corespunzătoare. Din pantele dreptelor obţinute s-au calculat constantele de viteză k' prezentate în coloana fiecărei temperaturi din tabelul 1.

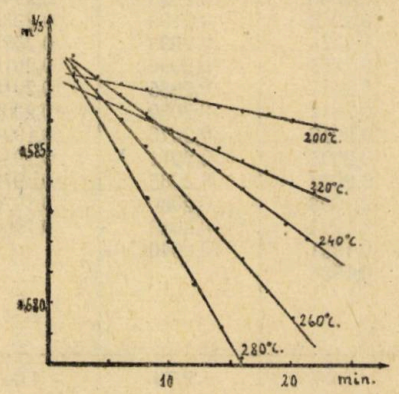


Fig. 1. Izotermele descompunerii $Ag_3[Fe(CN)_6]$.

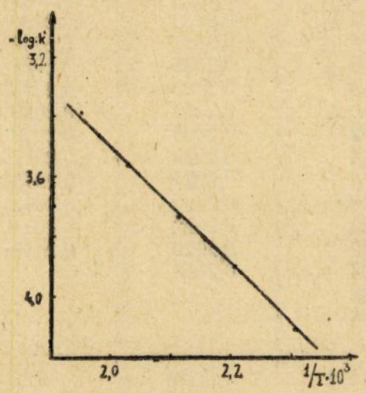


Fig. 2. Dependenţa de temperatură a mărimii log k' pentru procesul descompunerii $Ag_3[Fe(CN)_6]$

În figura 2 se reprezintă log k' în funcţie de $1/T$, de unde se vede că valorile calculate — în limita erorilor experimentale — se aşază după o dreaptă, conform legii lui Arrhenius. Din panta dreptei obţinute s-a calculat energia de activare, a cărei valoare este egală cu 10 980 cal/mol, iar din ordonata la origine, s-a obţinut factorul preexponenţial $A'=24,68$ g $^{1/3}$ min^{-1}, proporţional cu factorul preexponenţial al ecuaţiei lui Arrhenius.

Tabelul 2

T °K	$k'_{exp} \cdot 10^4$	$k'_{calc} \cdot 10^4$
433	0,69	0,706
453	1,10	1,24
473	2,08	2,08
493	3,40	3,34
513	4,66	5,17

Introducînd valorile obținute pentru E și A' în ecuația lui Arrhenius rezultă următoarea expresie pentru dependența de temperatură — în domeniul de lucru — al constantei k':

$$k' = 24{,}68 \cdot 10^{-\frac{10\,980}{4{,}575 \cdot T}}$$

Constanta k' recalculată cu această ecuație dă valori comparabile cu cele determinate experimental, după cum se observă din datele tabelului 2.

Descompunerea $Ag_2Tl[Fe(CN)_6]$

Cinetica procesului de descompunere termică a $Ag_2Tl[Fe(CN)_6]$ s-a urmărit de asemenea izoterm, între temperaturile 433—513 °K.

În tabelul 3 se prezintă datele experimentale obținute.

Tabelul 3

Timpul minute	Masa substanței la timpul $t=m$ (grame)				
	433 °K	453 °K	473 °K	493 °K	513 °K
0	0,2042	0,2042	0,2035	0,2123	0,2047
2	0,2039	0,2036	0,2029	0,2109	0,2035
4	0,2037	0,2032	0,2025	0,2098	0,2027
6	0,2035	0,2028	0,2021	0,2090	0,2016
8	0,2033	0,2025	0,2017	0,2085	0,2010
10	0,2031	0,2023	0,2012	0,2080	0,2002
12	0,2028	0,2020	0,2010	0,2076	0,1994
14	0,2026	0,2017	0,2005	0,2071	0,1986
16	0,2024	0,2015	0,2002	0,2065	0,1979
18	0,2023	0,2013	0,1998	0,2060	0,1970
20	0,2022	0,2011	0,1994	0,2053	0,1964
22	0,2020	0,2010	0,1991	0,2046	
24	0,2018		0,1988		
26					
28					
$k' \cdot 10^4$	0,875	1,25	1,80	2,70	4,06

Izotermele descompunerii termice a $Ag_2Tl[Fe(CN)_6]$ s-au reprezentat în figura 3, punctele acestor izoterme plasîndu-se liniar. Constantele k' calculate din pantele dreptelor respective sînt cuprinse în ultimele coloane ale tabelului 3.

Pentru calculul energiei de activare E și factorului preexponențial A', în figura 4 s-a reprezentat grafic $\log k'$ în funcție de $1/T$.

Valorile obținute pentru aceste mărimi sînt: $E = 8921$ cal/mol iar $A' = 2{,}43\ g^{1/3}\ min^{-1}$, de unde pentru dependența de temperatură a constan-

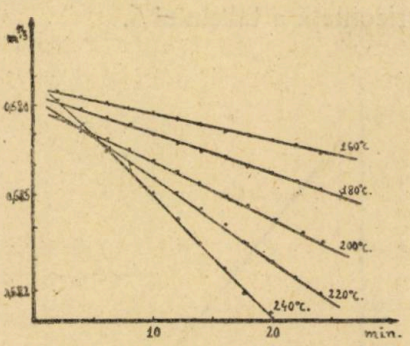


Fig. 3. Izotermele descompunerii $Ag_2Tl[Fe(CN)_6]$.

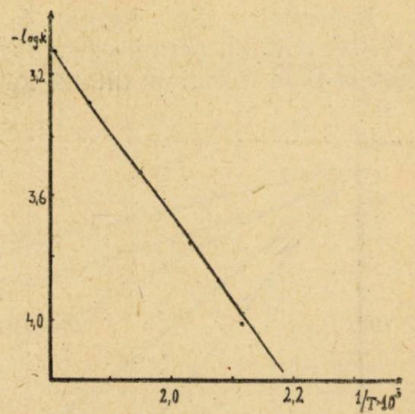


Fig. 4. Dependența de temperatură a mărimii log k' pentru procesul descompunerii $Ag_2Tl[Fe(CN)_6]$.

Tabelul 4

T °K	$k'_{exp} \cdot 10^4$	$k'_{calc} \cdot 10^4$
433	0,875	0,765
453	1,25	1,207
473	1,80	1,794
493	2,70	2,70
513	4,06	3,85

tei k', între limitele temperaturilor de lucru, rezultă expresia următoare:

$$k' = 2{,}43 \cdot 10^{-\frac{8921}{4{,}575 \cdot T}}.$$

Din tabelul 4 se vede concordanța satisfăcătoare între k' calculat după această expresie și valoarea găsită experimental.

Descompunerea $AgTl_2[Fe(CN)_6]$

Cinetica procesului de descompunere termică a $AgTl_2[Fe(CN)_6]$ a fost urmărită între temperaturile 473—553 °K. În tabelul 5 sînt arătate datele experimentale măsurate.

Tabelul 5

Timpul minute	Masa substanței la timpul $t=m$ (grame)				
	473 °K	493 °K	513 °K	533 °K	553 °K
0	0,2103	0,2024	0,2142	0,2030	0,2030
2	0,2100	0,2020	0,2133	0,2023	0,2016
4	0,2099	0,2017	0,2127	0,2012	0,2000
6	0,2097	0,2014	0,2120	0,2004	0,1985
8	0,2095	0,2010	0,2113	0,1992	0,1972
10	0,2093	0,2007	0,2107	0,1983	0,1957
12	0,2091	0,2004	0,2100	0,1977	0,1945
14	0,2089	0,1999	0,2094	0,1965	0,1932
16	0,2087	0,1996	0,2088	0,1954	0,1923
18	0,2085	0,1992	0,2081	0,1946	
20	0,2084	0,1989	0,2076		
22			0,2071		
24					
$k' \cdot 10^4$	0,949	1,71	3,13	4,75	7,50

Izotermele din figura 5, care se referă la descompunerea $AgTl_2[Fe(CN)_6]$, permit calculul constantei k' pentru acest proces, valorile acesteia fiind trecute în ultima coloană orizontală a tabelului 5.

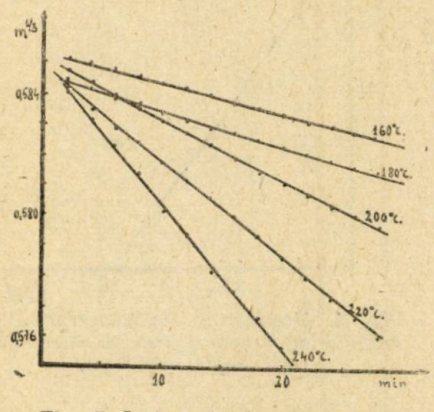


Fig. 5. Izotermele descompunerii $AgTl_2[Fe(CN)_6]$.

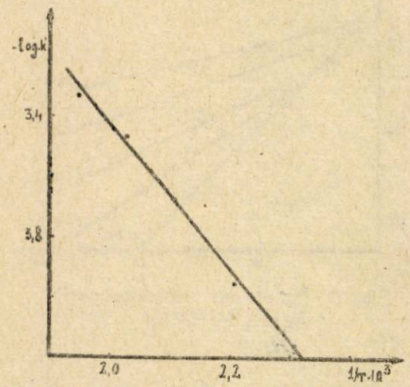


Fig. 6. Dependența de temperatură a mărimii log k' pentru procesul descompunerii $AgTl_2[Fe(CN)_6]$.

Reprezentînd grafic mărimile log k'—$1/T$ în figura 6, din partea dreptei obținute s-a calculat energia de activare, $E = 12\,810$ cal/mol, iar din ordonata la origine factorul preexponențial $A' = 86{,}7$ g$^{1/3}$ min^{-1}.

Tabelul 6

T °K	$k'_{exp} \cdot 10^4$	$k'_{calc} \cdot 10^4$
473	0,949	1,04
493	1,71	1,81
513	3,13	3,02
533	4,75	4,34
553	7,50	7,50

Cu valorile astfel obținute pentru E și A', ecuația care arată dependența de temperatură a constantei k', în intervalul de temperatură cuprins între 473—553 °K, este de forma :

$$k' = 86{,}70 \cdot 10^{-\frac{12810}{4{,}57 \cdot T}}.$$

Recalcularea constantei k' după această ecuație dă valori comparabile cu cele găsite experimental, după cum se poate vedea și din tabelul 6.

Descompunerea $Tl_3[Fe(CN)_6]$

Cinetica descompunerii termice a combinației $Tl_3[Fe(CN)_6]$ a fost urmărită izoterm, între temperaturile 613—693 °K, determinările făcîndu-se de asemenea din 20 în 20°. Datele experimentale obținute sînt prezentate în tabelul 7.

Prin reprezentarea grafică a datelor cuprinse în tabelul 7 s-au obținut izotermele din figura 7. Constantele k' pentru fiecare temperatură — ultima coloană orizontală a tabelei — s-au calculat din pantele izotermelor.

Pentru calculul energiei de activare, în figura 8 s-au reprezentat grafic valorile log k'—$1/T$, găsindu-se pentru energia de activare $E = 19\,600$ cal/mol și pentru factorul preexponențial $A' = 950{,}3$ g$^{1/3}$ min^{-1}.

Tabelul 7

Timpul minute	Masa substanței la timpul $t=m$ (grame)				
	613 °K	633 °K	653 °K	673 °K	693 °K
0	0,2124	0,2072	0,2161	0,2095	0,2134
2	0,2121	0,2068	0,2151	0,2092	0,2115
4	0,2118	0,2065	0,2147	0,2072	0,2100
6	0,2115	0,2063	0,2143	0,2053	0,2085
8	0,2112	0,2059	0,2139	0,2054	0,2068
10	0,2110	0,2055	0,2135	0,2045	0,2055
12	0,2108	0,2051	0,2127	0,2038	0,2046
14	0,2105	0,2047	0,2120	0,2033	0,2039
16	0,2103	0,2042	0,2114	0,2026	0,2032
18	0,2101	0,2038	0,2108		
20	0,2099	0,2035	0,2104		
22	0,2097	0,2029	0,2100		
24		0,2025			
$k'\cdot10^4$	1,09	1,61	2,64	4,10	6,25

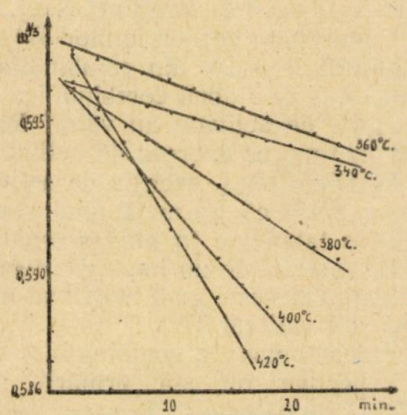


Fig. 7. Izotermele descompunerii $Tl_3[Fe(CN)_6]$.

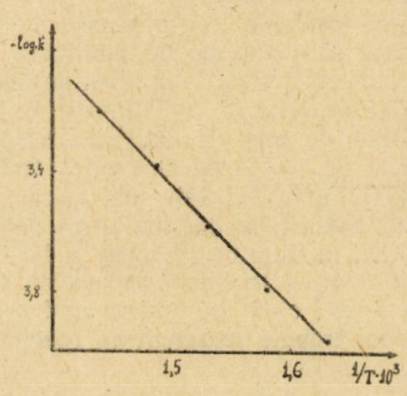


Fig. 8. Dependența de temperatură a mărimii $\log k'$ pentru procesul descompunerii $Tl_3[Fe(CN)_6]$.

Introducînd cele două valori obținute pentru E și A' în ecuația lui Arrhenius, dependența de temperatură a constantei k', în domeniul de lucru este redată de ecuația :

$$k' = 950{,}3 \cdot 10^{-\frac{19600}{4{,}575 \cdot T}}.$$

Tabelul 8

T °K	$k'_{exp}\cdot10^4$	$k'_{calc}\cdot10^4$
613	1,09	0,973
633	1,61	1,62
653	2,64	2,61
673	4,10	4,08
693	6,25	6,25

În tabelul 8 sînt arătate comparativ, valorile constantei k' găsite experimental și calculate cu ecuația dedusă, valori ce arată o concordanță satisfăcătoare.

DISCUȚIA REZULTATELOR

Din datele obținute se observă în primul rînd că energia de activare a descompunerii termice a celor patru combinații studiate crește de la $Ag_3[Fe(CN)_6]$ la $Tl_3[Fe(CN)_6]$ — excepție face $Ag_2Tl[Fe(CN)_6]$:

Combinația	$Ag_3Tl[Fe(CN)_6]$	$Ag_2Tl[Fe(CN)_6]$	$AgTl_2[Fe(CN)_6]$	$Tl_3[Fe(CN)_6]$
E — cal/mol	10 980	8 921	12 810	19 0)

Valorile diferite ale energiei de activare arată că, comparativ $Tl_3[Fe(CN)_6]$ se descompune mai greu decît $Ag_3[Fe(CN)_6]$, avînd o energie de activare superioară energiei de activare a $Ag_3[Fe(CN)_6]$. Ținînd seamă că descompunerea începe cînd fluctuațiile locale de energie crecază condiții favorabile ruperii legăturilor existente și apariției noii faze, descompunerea fericianurilor începe prin ruperea legăturilor Fe—CN, rupere urmată de transferul de electroni de la grupările $(CN)^-$ la cationii ce se reduc pe această cale.

Se observă că deși la fiecare din fericianurile studiate, descompunerea începe prin ruperea acelorași legături Fe—CN, totuși desfacerea acestor legături se face mult mai greu la $Tl_3[Fe(CN)_6]$ decît la $Ag_3[Fe(CN)_6]$. Rezultă că ionii Ag^+, cu acțiune polarizantă mai mare decît a ionilor Tl^+, au totodată și o acțiune de labilizare a legăturii Fe—CN din combinația la care participă. Este interesant de observat că la cele două combinații mixte $Ag_2Tl[Fe(CN)_6]$ și $AgTl_2[Fe(CN)_6]$ energiile de activare au valori foarte apropiate de cele ale $Ag_3[Fe(CN)_6]$ însă în timp ce energia de activare a $AgTl_2[Fe(CN)_6]$ este mai mare decît a $Ag_3[Fe(CN)_6]$, energia de activare a $Ag_2Tl[Fe(CN)_6]$ este mai mică. Aceasta arată că prezența unui singur ion Tl^+ alături de doi ioni Ag^+ determină o labilizare în plus a legăturii Fe—CN, în timp ce prezența a doi ioni Tl^+ alături de un ion Ag^+ duce la o stabilizare a legăturii respective, stabilizare care este însă mult mai mică decît atunci cînd toți trei cationi prezenți sînt cationii Tl^+.

Mai trebuie remarcat că reacția de descompunere a combinațiilor respective nu s-a urmărit pînă la eliminarea tuturor grupărilor CN, ci numai în prima fază, cînd pierderile procentuale nu arată decît eliminarea uneia, maximum a două grupări CN. De altfel viteza de descompunere este constantă numai în această etapă, ulterior ea prezintă modificări bruște, lucru ce se poate vedea din graficul figurii 9, în care s-au reprezentat pierderile procentuale în greutate, ale $Ag_3[Fe(CN)_6]$ în funcție de timp, la temperatura de 220 °C.

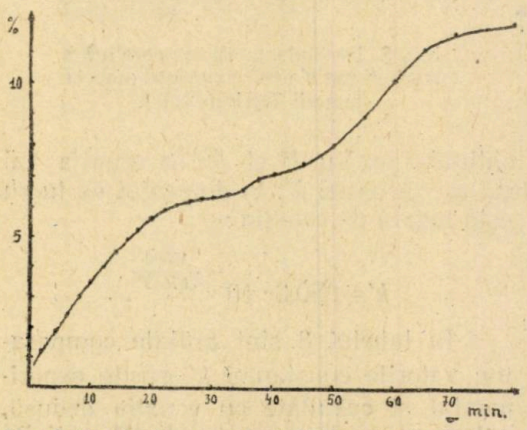


Fig. 9. Pierderile procentuale în funcție de timp ale $Ag_3[Fe(CN)_6]$ la temperatura de 220 °C.

Curba din figura 9 arată că după prima fază a descompunerii, urmează perioade în care viteza se modifică de cîteva ori în decurs de 80 minute — fără ca descompunerea să fie totală în acest timp (pierderi maxime 29,2% sau 24,1% dacă fierul se oxidează la Fe_2O_3).

CONCLUZII

Din datele prezentate în lucrare rezultă că energia de activare a descompunerii termice a combinațiilor studiate are valoarea maximă pentru $Tl_3[Fe(CN)_6]$, scăzînd spre $Ag_3[Fe(CN)_6]$ — excepție face însă $Ag_2Tl[Fe(CN)_6]$ a cărei energie de activare este mai mică decît a $Ag_3[Fe(CN)_6]$.

Dacă ținem seama că descompunerea începe prin ruperea legăturilor Fe—CN, rezultă că prezența ionilor Ag^+ în rețeaua cristalină labilizează aceste legături, micșorînd energia de activare, în timp ce în prezența ionilor Tl^+ aceste legături sînt mai puternice.

BIBLIOGRAFIE

1. Drăgulescu C. și Tribunescu P., Studii și Cercet. Sti. Chim. Acad. R.P.R. Baza Timișoara 1959 t. VI. fasc. 1—2, p. 59.
2. Tribunescu P. și Pîrlea G., Bul. Sti. și Tehnic, Inst. Polit. Timiș. 1964 t. 9 (23) fasc. spec., p.
3. Tribunescu P. și Dronca E., Rev. Roumaine Chim. 1965 t. 10 fasc. 5 p. 439.
4. Drăgulescu C. și Tribunescu P., Studii și Cercet. Sti. Chim. Acad. R.P.R. Baza Timiș. 1958 t. V, fasc. 1—2, p. 11.
5. Cuttica V. și Canneri A., Gazz. Chim. Ital. 1921, t. 51, p. 169.
6. Kadleț O. și Dubinin M. M., Izv. Nauk. S.S.S.R. Otd. Him. Nauk. 1958, t. 9, p. 1031.

КИНЕТИКА ТЕРМИЧЕСКОГО РАЗЛОЖЕНИЯ ФЕРИЦИАНИСТОГО СЕРЕБРА И ТАЛИЯ

(РЕЗЮМЕ)

В работе приводятся результаты полученные при исследовании кинетики термического распада соединений :

$Ag_3[Fe(CN)_6]$, $Ag_2Tl[Fe(CN)_6]$, $AgTl_2[Fe(CN)_6]$ и $Tl_3[Fe(CN)_6]$.

Были установлены уравнения скоростей реакции и были вычислены энергии активации каждого соединения. На основе величин энергии активации выяснилось что легче всех распадается $Ag_3[Fe(CN)_6]$ и труднее всех $Tl_3[Fe(CN)_6]$. Это указывает на то, что присутствие Ag^+ в хрустальной сети ослабляет связи Fe—CN, по сравнению с ионом Tl^+ который придает им большую стойкость.

DIE KINETIK DER THERMISCHEN ZERSETZUNG DER FERRICYANIDE DES SILBERS UND THALLIUMS

(ZUSAMMENFASSUNG)

In vorliegender Arbeit wurde die Kinetik der thermischen Zersetzung der volgenden Verbindungen: $Ag_3[Fe(CN)_6]$, $Tl_3[Fe(CN)_6]$, $Ag_2Tl[Fe(CN)_5]$ und $AgTl_2[Fe(CN)_6]$ untersucht. Es wurde die Gleichung der Reactionsgeschwindigkeit aufgestellt und die Aktivierungsenergie jeder Verbindung bestimmt. Aus diesen Daten ersieht man dass $Ag_3[Fe(CN)_6]$ sich am leichtesten zersetzt, indem $Tl_3[Fe(CN)_6]$ am schwersten. Dies bezeigt dass der Ag^+-Ion im kristalgitter die Bindung Fe—CN schwächt, indem der Tl^+-Ion sie stärkt.

CERCETĂRI EXPERIMENTALE PENTRU ÎNLOCUIREA ALIAJULUI „SILAFONT" DIN IMPORT FOLOSIT LA TURNAREA ROTOARELOR DE VENTILATOR „L.D.E."

DE

L. BAGIU, I. SPOREA

Înlocuirea locomotivelor cu abur cu locomotive Diesel electrice constituie o sarcină importantă trasată de Congresul al VIII-lea al P.C.R. Locomotivele Diesel electrice construite la noi în țară datorită performanțelor tehnice, au dobîndit un binemeritat loc de frunte în ierarhia produselor de același fel pe plan mondial.

În cadrul Uzinelor Mecanice Timișoara se confecționează o serie de piese pentru L.D.E. din aliaje ușoare pe bază de aluminiu, dintre care deosebit de important este rotorul ventilatorului prin rolul pe care trebuie să-l îndeplinească în condițiile de funcționare la temperatura de regim : 70 °C, la o turație $n = 1\,230$ rot/min, avînd dimensiuni apreciabile $\Phi = 1\,350$ mm la un debit de 28 m³/sec.

1. ALIAJUL SILAFONT

Pentru a satisface condițiile impuse în exploatare, aliajul pentru rotor are caracteristicile redate în tabelul 1.

Tabelul 1

Compoziția chimică în %	Proprietăți mecanice			
	Rezistența în kgf/mm²		Alungirea relativă în %	Duritatea kgf/mm²
	σ_{02}	σ_r	δ	H_B
Si 13 **Mn 0,5** Al rest.	9—11	20—26	3—8	55—70

Materialul trebuie să fie rezistent la coroziune în condițiile de funcționare. În plus se cere ca piesele turnate să aibă o suprafață netedă fără sufluri

și rugozități. În acest sens s-a considerat că aliajul Silafont din import îndeplinește condițiile impuse. De remarcat este faptul că elaborarea aliajului prezintă greutăți pe lîngă dezavantajul de natură economică legat de import.

2. STUDIEREA UNUI ALIAJ ECHIVALENT

În cadrul acestui studiu s-a încercat producerea în țară a unui aliaj echivalent.

Astfel în urma analizelor și încercărilor efectuate în exploatare asupra aliajului original s-a constatat că deși aliajul Silafont face parte din categoria aliajelor eutectice cu 13% Si (silumin), el este superior acestora din punctul de vedere al proprietăților mecanice. Aceasta a condus la concluzia că proprietățile diferite în condițiile aceleiași compoziții chimice se pot datora următorilor factori : elaborării, topirii, rafinării, modificării și condițiilor de turnare. Acești factori care pot influența hotărîtor proprietățile mecanice nu pot fi determinați prin analiză chimică și metalografică.

Plecînd de la un aliaj cu aceeași compoziție chimică cu a Silafontului pe stabilirea compoziției chimice și pe operația de rafinare și de modificare adecvată.

Determinarea compoziției chimice

Plecînd de la un aliaj aceeași compoziție chimică cu a Silafontului s-a studiat influența Mn asupra proprietăților aliajului, obținîndu-se curba din figura 1 trasată cu linie continuă, procentul de Mn între 0,3% și 1% nu influențează simțitor proprietățile mecanice ale unor aliaje de compoziție similară cu aceea a Silafontului, o majorare a conținutului de mangan provoacă însă o scădere a rezistenței la coroziune.

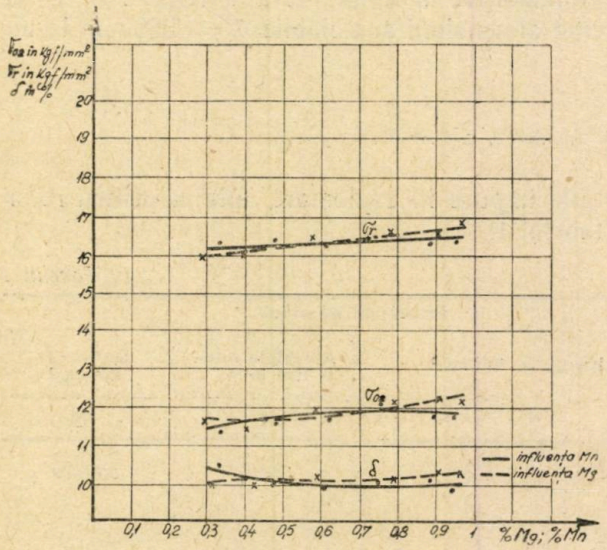


Fig. 1. Influența Mn asupra proprietăților mecanice a aliajului înlocuitor a silafontului din import și influența Mg prin păstrarea constantă de 0,5% Mn.

În continuare s-a studiat influența Mg păstrîndu-se constant un procentaj de 0,50% Mn, curba cu linie întreruptă în figura 1. Observînd că adaose de magneziu nu schimbă proprietățile mecanice în mod simțitor, am renunțat la alie-

rea cu Mg, continuînd încercările cu un aliaj cca. 0,5% Mn, prin introducerea unei cantități corespunzătoare de feromangan.

Influența rafinatorilor și modificatorilor

Cu compoziția chimică (Si 12—13% ; Mn 0,3—0,5% ; Fe urme, rest Al) asemănătoare cu cea a Silafontului original s-a studiat în continuare influența rafinatorilor și a modificatorilor.

Aliajul a fost tratat cu rafinatorii : $MnCl_2$ și N_2 și modificat cu P și Na. Influența rafinatorilor și modificatorilor asupra proprietăților mecanice este redată în graficul din figura 2.

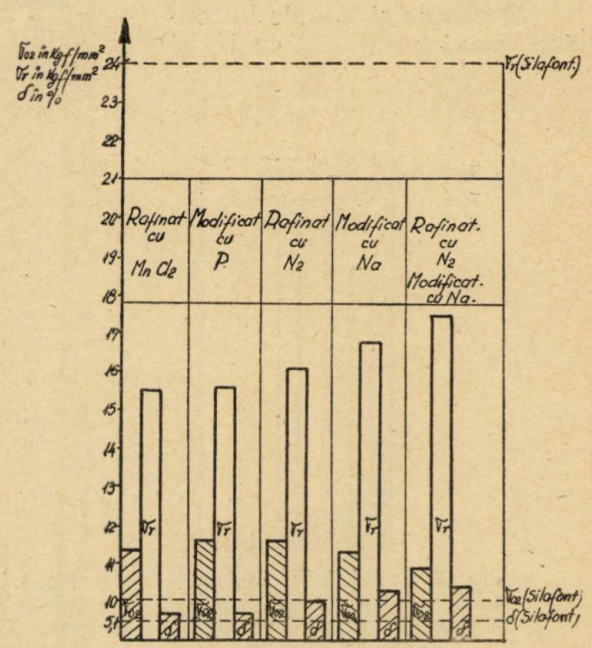


Fig. 2. Influența modificărilor și a rafinatorilor asupra proprietăților aliajului înlocuitor în condițiile de laborator.

Din grafic se vede influența mai favorabilă a rafinării prin barbotare cu N_2, cît și a modificării cu Na. Cu toate acestea proprietățile obținute au fost inferioare Silafontului original. Pentru acest motiv, s-a mai studiat influența simultană a rafinatorilor și a modificatorilor. Din analizele efectuate a reieșit că cea mai favorabilă influență o are rafinarea cu N_2 și apoi modificarea cu Na. În graficul din figura 2 se vede că prin acționarea combinată a N_2 și Na, se atinge cifra de $\sigma_r = 17{,}5$ kgf/mm² încă insuficientă pentru satisfacerea condițiilor impuse turnării ventilatoarelor „L.D.E."

Avîndu-se în vedere că aliajul înlocuitor (I.P.T.) a fost elaborat în condiții de laborator (cantitate mică, suprafața băii metalice fiind mare în raport cu volumul aliajului) iar Silafontul în condiții industriale (cantitate mare, suprafața în contact cu atmosfera relativ mică) s-a presupus că valorile proprietăților mecanice obținute sînt mai mici decît cele ale Silafontului tocmai datorită condițiilor mai sus amintite.

În această situație s-a retopit în laborator, în aceleași condiții ca și cele ale aliajului înlocuitor și aliajul Silafont. În figura 3 se văd comparativ valorile proprietăților mecanice ale celor două aliaje comparate, obținute în condiții identice de laborator.

Din figura 3 rezultă încă o superioritate a aliajului Silafont dar ea este de 1,5 kgf/mm² și nu așa cum se obținea în condiții industriale — pentru Si-

lafont — şi în condiţii de laborator la studiul efectuate pentru înlocuitor. Superioritate constă probabil în faptul că Silafontul suferise în prealabil tratamentul de modificare. Cu aceste rezultate obţinute în laborator uzina beneficiară a acceptat turnarea de probă a trei rotoare din aliajul propus, schimbîndu-se tehnologia de elaborare foarte puţin. Rotoarele au fost superioare din punct de vedere al calităţii suprafeţei faţă de cele turnate din Silafont.

Elaborate şi turnate în condiţii identice, rafinate cu N_2 şi modificate cu Na, proprietăţile mecanice obţinute la ambele aliaje, Silafont şi I.P.T., sînt reprezentate în graficul din figura 4.

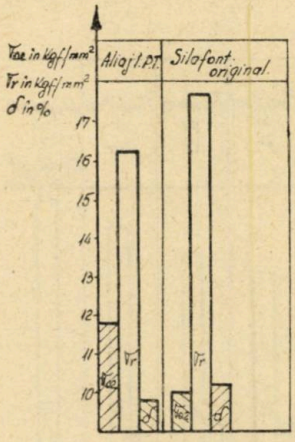


Fig. 3. Proprietăţile aliajului I.P.T. şi a silafontului original elaborate şi turnate în condiţii identice de laborator.

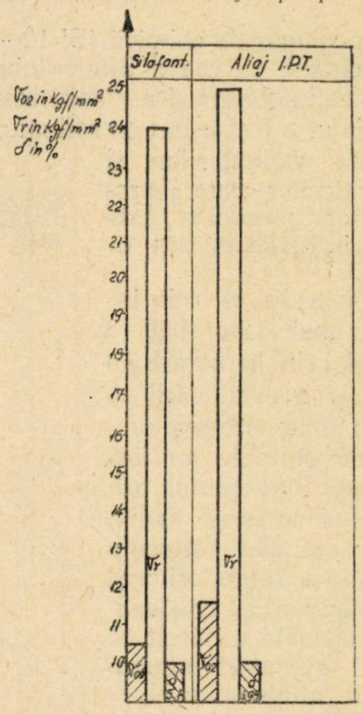


Fig. 4. Proprietăţile comparate ale silafontului din import şi a aliajului I.P.T. înlocuitor folosit la turnarea ventilatoarelor „L.D.E.".

Se observă că aliajul I.P.T. nu este inferior celui din străinătate. Astfel, proprietăţile aliajului I.P.T. sînt $\sigma_r = 25$ kgf/mm^2; $\sigma_{02} = 11{,}7$ kgf/mm^2; $\delta = 5\%$ iar cele ale aliajului Silafont sînt $\sigma_r = 24$ kgf/mm^2; $\sigma_{02} = 10{,}5$ kgf/mm^2; $\delta = 5{,}1\%$. În plus procentajul de rebut este sub procentajul obţinut la aliajul Silafont în perioada de 15 luni de la înlocuirea Silafontului; aliajul Silafont a dat un procentaj de rebut de 17% iar aliajul I.P.T. 5,4%.

Dacă se ţine seama că din 74 rotoare turnate numai două au fost rebutate în perioada de asimilare a noului aliaj, reiese că aliajul I.P.T. este net superior celui din străinătate din punctul de vedere al procentajului de rebut.

În cadrul intreprinderii din aliajul nou se toarnă şi alte piese de la care se cer proprietăţi mecanice superioare.

Aplicată în producție metoda elaborării și turnării din aliajul I.P.T. a adus o economie anuală considerabilă.

În concluzie aliajul I.P.T. de compoziție 13% Si, 0,5% Mn, rest Al, rafinat cu N_2 și modificat cu Na, înlocuiește cu succes aliajul Silafont din import obținînd proprietăți mecanice mai bune și un procentaj de rebut inferior acestuia.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ЗАМЕНЕ ИМПОРТНОГО СПЛАВА «SILAFON», ПРИМЕНЯЕМОГО ДЛЯ ОТЛИВКИ РОТОРА ВЕНТИЛЯТОРОВ ДЛЯ ЭЛЕКТРОТЕПЛОВОЗОВ

(РЕЗЮМЕ)

Измерения и опыт показали, что отечественный сплав с химическим составам 13% Si ; 0,5% Mn ; остальное Al, рафинированый азотом и модифицированный металлическим натрием, заменяет с успехом импортный сплав «Silafont». Отливки получились без дефектов и механические свойства не уступают импортному сплаву. Брак снизился больше чем в 3 раза.

RECHERCHES EXPERIMENTALES POUR LE REMPLACEMENT DU ALLIAGE „SILAFONT" (IMPORTE) UTILISÉ À LA COULAGE DES ROTORS POUR VENTILATEURS

(RÉSUMÉ)

Après l'étude experiental éffectué, l'alliage indigen avec : 13% Si ; 0,5% Mn ; completee avec aluminium, raffinée à N_2 et modifié à Na metalique, est capable de remplacer avec succes l'alliage „Silafont" (importé) en realisant des économies des devises étrangères.

Les proprietées mecaniques qui rezultent, sont superieures cellui du „SILAFONT" et la pourcentage de rebut est du trois fois petit.

CONTRIBUȚII LA STUDIUL AUTOAPRINDERII AMESTECURILOR OMOGENE ÎN FUNCȚIE DE COEFICIENTUL DE EXCEDENT DE AER

DE

V. BERINDEAN

1. INTRODUCERE

Influența calității amestecului asupra aprinderii amestecurilor de hidrocarburi cu aer prezintă o deosebită importanță din punct de vedere tehnic și științific.

O serie de fenomene importante, care apar în timpul desfășurării proceselor de ardere în motoare au la bază influența calității amestecului asupra aprinderii :

— apariția detonației,

— arderea cu aprinderi secundare.

Avînd în vedere dependența autoaprinderii de raportul de compresiune și faptul că, se pot reprezenta practic ușor calitățile de autoaprindere ale amestecului prin raportul de comprimare, studierea calităților de autoaprindere ale amestecurilor omogene s-a făcut prin determinarea raportului de compresiune critic (raportul de compresiune minim la care se produce autoaprinderea) în funcție de coeficientul de excedent de aer.

Studiile și cercetările au fost efectuate pentru următorii combustibili :

— benzină auto CO 60,

— benzină etalon D II CO 78,7,

— petrol lampant,

— motorină (limita de distilare 200 °C—300 °C).

Menționăm că în R.S.R. se fabrică în prezent cinci sortimente de benzină cu cifra octanică 60, 66, 70, 80 și 90.

2. METODICA ȘI REZULTATELE EXPERIMENTALE

Descrierea instalației folosite, metodica experimentală și de prelucrare a datelor experimentale au fost arătate în lucrările [1], [2].

Prelucrarea rezultatelor experimentale a condus în toate cazurile la o expresie de forma :

$$\varepsilon_{cr}=a\lambda^2+b\lambda+c. \qquad (1.2)$$

Astfel avem pentru o temperatură de preîncălzire a amestecului $t_{am} = 150\,°C$ expresiile :

$$\left.\begin{aligned} &\text{— benzină auto CO 60 :} && \varepsilon_{cr} = 3{,}4\ \lambda^2 - 4{,}4\ \lambda + 8{,}86, \\ &\text{— benzină etalon D II CO 78,7 :} && \varepsilon_{cr} = 20{,}6\ \lambda^2 - 22{,}7\ \lambda + 14{,}9 \\ &\text{— petrol :} && \varepsilon_{cr} = 0{,}37\,\lambda^2 + 0{,}42\,\lambda + 5{,}47 \\ &\text{— motorină :} && \varepsilon_{cr} = 0{,}74\,\lambda^2 - 0{,}37\,\lambda + 6{,}06 \end{aligned}\right\} \quad (2.2)$$

Cercetările experimentale efectuate pentru benzina auto CO 60 la diferite temperaturi ale amestecului au condus la expresii de aceeași formă pentru raportul de compresie critic, ca și acelea indicate mai sus.

3. INTERPRETAREA REZULTATELOR ȘI CONSIDERAȚII CRITICE ASUPRA LOR

Se constată la toți combustibilii studiați o influență mare a coeficientului de excedent de aer asupra raportului volumetric de compresiune critic. Amestecurile cu raport de compresiune critic scăzut indică o viteză de reacție mare și invers. În toate cazurile avem o valoare pentru λ, care ne determină ε_{cr} minim. Spre deosebire de lucrarea [3] în care sînt puse în evidență două minime, în lucrarea de față este pus în evidență numai un singur minim. Cauzele acestei deosebiri, dacă ne referim la lucrarea amintită, sînt :

— combustibilii cercetați sînt combustibili simpli,

— condițiile de experimentare sînt diferite, turația motorului folosit este de 400 rot/min, iar temperatura amestecului este de numai 10 °C.

Rezultatele obținute în lucrarea de față sînt în concordanță cu acelea din lucrarea [4] în ceea ce privește alura variației $\varepsilon_{cr} = f(\lambda)$ (în lucrarea citată [4] nu se stabilește de expresia $\varepsilon_{cr} = f(\lambda)$).

In studierea variației vitezei de reacție este necesar să se ia în considerare și influența variației exponentului adiabatic de comprimare.

Comprimarea se consideră adiabatică avînd în vedere faptul că, răcirea amestecului are loc numai într-un strat subțire în apropierea peretelui [5], în timp ce „miezul" amestecului suferă practic o comprimare adiabatică.

3.1. Căldura specifică molară a amestecurilor de aer și motorină

Calculele au fost efectuate pentru amestecuri de aer și motorină, pentru care literatura de specialitate nu cuprinde date referitoare la căldura specifică a amestecurilor.

Pentru simplificarea calculelor, legea reală de variație a căldurii specifice a fost înlocuită printr-o relație liniară (gaze semiideale) :

$$C_p = a + bt \quad (3.1)$$

Pentru produse petroliere în stare de vapori este dată relația experimentală :

$$C_p=(0{,}109+0{,}00028t)(4-\gamma) \tag{3.2}$$

în care : γ — greutatea specifică a combustibilului kgf/dm³.

Pentru motorină ($\gamma=0{,}87$ și greutatea moleculară $m=152$) căldura specifică molară la volum constant exprimată în funcție de temperatura absolută este :

$$C_{vM}=46{,}174+13{,}33\cdot10^{-3}T \tag{3.3}$$

iar pentru aer :

$$C_{vM}=4{,}67+1{,}05\cdot10^{-3}T \tag{3.4}$$

Căldura specifică molară la volum constant a amestecului :

$$C_{vM}=r_{aer}C_{vM\,aer}+r_{mot}C_{vM\,mot} \tag{3.5}$$

în care :

r_{aer} — participarea molară a aerului în amestec,
r_{mot} — idem pentru motorină.

Printr-o serie de transformări se obține relația :

$$C_{vM}=\frac{1}{1+\frac{D}{\lambda}}C_{vM\,aer}+\frac{1}{1+E\lambda}C_{vM\,mot} \tag{3.6}$$

în care :

$$D=\frac{m_{aer}}{m_{mot}}\frac{1}{L_0};\qquad E=\frac{m_{mot}}{m_{aer}}\frac{1}{L_0}. \tag{3.7}$$

Rezultatele calculului expresiilor a căror formă este :

$$C_{vM}=A+B\cdot10^{-3}T. \tag{3.8}$$

în care : A și B sînt constante, este dat în tabelul 3.1.

Tabelul 3.1.

Nr. crt.		A	B	Nr. crt.		A	B
1	1,286	5,092	1,186	7	2,250	4,912	1,122
2	0,860	5,304	1,238	8	3,070	4,849	1,103
3	0,796	5,340	1,252	9	2,680	4,879	1,111
4	1,720	4,991	1,145	10	1,103	5,167	1,198
5	2,000	4,946	1,131	11	1,030	5,195	1,208
6	2,140	4,925	1,125	12	0,838	5,322	1,242

Pe baza rezultatelor calculului se constată scăderea căldurii specifice molare o dată cu creșterea coeficientului de excedent de aer.

3.2. Determinarea exponentului adiabatei aparente

Exponentul mediu al adiabatei de compresiune pentru întregul proces se poate determina pe baza ecuației bilanțului energetic aplicat procesului de compresiune neglijînd schimbul de căldură cu pereții [6].

$$Q_{ac} = U_c - U_a + AL_{ac} \tag{3.9}$$

în care :

U — energia internă — kcal,
AL_{ac} — lucrul mecanic de compresiune — kcal,
Q — căldura schimbată cu mediul exterior,

indicii a și c se referă la punctele a și c ale ciclului.

A doua ecuație folosită este :

$$T_c = T_a \varepsilon_r^{x_1 - 1} \tag{3.10}$$

Din relațiile (3.9) și (3.10) se deduce :

$$x_1 - 1 = \frac{1{,}986}{A + B \cdot 10^{-3} T (1 + \varepsilon_r^{x_1 - 1})} \tag{3.11}$$

în care :

$\varepsilon_r = \frac{V_{ai}}{V_c}$ raportul de comprimare real

T_{ai} temperatura de la închiderea admisiunei [2] :

Ecuația (3.11) se rezolvă prin aproximații succesive.

Rezultatele rezolvării ecuației și a calculului temperaturii de la sfîrșit de comprimare pentru care are loc autoaprinderea sînt date în tabelul 3.2.

Tabelul 3.2

T_{ai} 346 °K, $\varepsilon_r = 7{,}13$

Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
λ	1,286	0,860	0,796	1,720	2,000	2,140	2,250	3,070	2,680	1,103	1,030	0,838
x_1	1,338	1,325	1,322	1,346	1,349	1,351	1,352	1,356	1,354	1,334	1,332	1,324
T_c	672	655	650	682	685	688	692	696	695	668	665	654

Din tabelul 3,2 se constată că, T_c crește cu x_1 și variază în cazul de față între : 650—696 °K.

3.3. Influența coeficientului de excedent de aer asupra exponentului adiabatic de compresiune și a temperaturii de sfîrșit de compresiune

Pentru a studia această influență s-a admis pentru determinarea lui x valoarea medie pentru $T=654°$, căreia îi corespunde $\varepsilon_r=7{,}13$ ($\varepsilon=7{,}60$), pentru calcul exponentului adiabatic s-a folosit relația:

$$x_1 = 1 + \frac{1{,}986}{C_{vM}}. \qquad (3.12)$$

Valorile lui x_1 (pentru 654 °K) și ale lui T_c calculate cu aceste valori sînt cuprinse în tabelul 3.2 și reprezentate în funcție de λ în figura 1, în aceeași figură pentru comparație este reprezentată și funcția $\varepsilon_{cr}=f(\lambda)$.

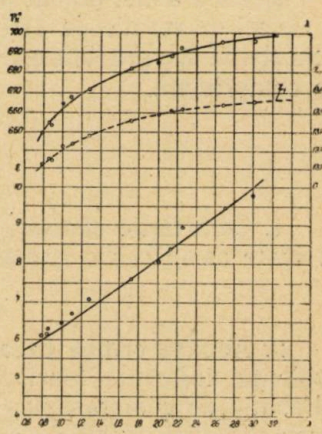


Fig. 1. Variația lui T_c, x_1 și ε_{cr} în funcție de λ.

3.4. Influența variației exponentului adiabatic asupra vitezei de reacție

Expresia vitezei de reacție a combustibilului cu oxigenul considerată ca o reacție bimoleculară între molecula de oxigen și combustibil, este dată de relația [7]

$$W = \frac{d[B]}{d\tau} = \pi (r_1 + r_2)^2 \sqrt{W_{m1}^2 + W_{m2}^2}\,[O_2]\,[B]\,N_L^2 e^{-\frac{E}{AR_MT}} \qquad (3.13)$$

în care:

r_1 — raza moleculei de combustibil,
r_2 — raza moleculei de oxigen,
W_{m1} — viteza medie a moleculei de combustibil,
W_{m2} — viteza medie a moleculei de oxigen,
$[O_2]$ — concentrația de oxigen kmol/m³,
$[B]$ — concentrația de combustibil kmol/m³,
N_L — $6{,}0228 \cdot 10^{26}$ (cifra lui Loschmidt) numărul de molecule pe kmol,
$e^{-\frac{E}{AR_MT}}$ — funcțiunea exponențială de temperatură,
E — energia de activare kcal/kmol.

Dacă se neglijează efectul lui λ asupra vitezelor moleculelor și se ia în considerație numai efectul temperaturii adică consideră $\frac{\lambda_2}{\lambda_1}\frac{B_2}{B_1} \cong 1$ atunci raportul vitezelor reacțiilor pentru temperaturile T_{2c} și T_{1c} este:

$$\frac{W_2}{W_1} = \frac{V_1}{V_2}\frac{B_2}{B_1}\sqrt{\frac{T_{2c}}{T_{1c}}}\, e^{C_2\left(\frac{1}{T_{1c}} - \frac{1}{T_{2c}}\right)} = 1{,}67\,\frac{V_1}{V_2}\frac{B_2}{B_1} \qquad (3.14)$$

în care :

$$T_{1c} = 650\,°K \quad (x_1 = 1{,}322),$$

$$T_{2c} = 696\,°K \quad (x_1 = 1{,}356),$$

$$C_2 = \frac{E}{AR_M} = 4\,650 \text{ pentru motorină.}$$

Rezultă astfel numai pe baza creşterii exponentului adiabatic o creştere a vitezei de reacţie de 1,67 ori. Exponentul adiabatic are astfel o influenţă importantă asupra vitezei de reacţie şi ca urmare asupra raportului critic de comprimare.

4. CONCLUZII

1. Cercetările efectuate [1], [2] confirmă pentru combustibilii studiaţi în toate cazurile că, expresia raportului de compresiune critic are forma :

$$\varepsilon_{cr} = a\lambda^2 + b\lambda + c$$

2. Analiza critică bazată pe fenomenele de cinetică chimică au scos în evidenţă, influenţa foarte mare asupra vitezei de reacţie a exponentului adiabatic de compresiune, cu toate că expresia lui ε_{cr} ar indica numai influenţa coeficientului de exces de aer.

BIBLIOGRAFIE

1. V. Berindean, Contribuţii la studiul autoaprinderii benzinei etalon D II. Studii şi cercetări Ştiinţe tehnice 2, Tom X 1963 p. 368—372.
2. V. Berindean, Contribuţii la studiul autoaprinderii amestecurilor omogene de aer şi motorină, Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului politehnic Timişoara Tom. 9 (23) Fasc. 1, 1964.
3. King R. O. Allan A. B., Canad. T. Tehnol. 30, 44 (1952).
4. O. S. Serghel, Issledovanie detonaţii bednîh smesei. Rabocii protess v dvigateliah vnutrennego sgorania. Oboronghiz 1957 p. 40—41.
5. F. Pischinger, Bombenversuche über den Zündverzug bei der Dieselverbrennung. M.T.Z. Heft 1. p. 3 (1960).
6. A. S. Orilin şi colab., Motoare cu ardere internă. Vol. I. Caiete de traduceri pentru catedrele universitare p. 123—125.
7. O. M. Todes, Teoria teplovogo vzrîvov. Acta Fizico-chimica U.R.S.S. v. 5, 1963, p. 785.

К ИЗУЧЕНИЮ САМОЗАЖИГАНИЯ ОДНОРОДНЫХ СМЕСЕЙ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ КОЭФФИЦИЕНТА ИЗБЫТКА ВОЗДУХА

(РЕЗЮМЕ)

Исследуется с помощью установки Т.И.А.М. 9—2 изменение волюметрического критического отношения ε в зависимости от коэффициента избытка воздуха для топлив : бензин с октановым числом 60, бензин эталон D II с октановим числом 78,7, нефть и газойль.

На основании сделанных исследований приходом к заключению что во всех случаях имеем вариацию в форме :

$$\varepsilon_{cr}=a\lambda^2+b\lambda+c.$$

CONTRIBUTIONS A L'ÉTUDE DE L'AUTO-ALLUMAGE DES MÉLANGES HOMOGENES EN FONCTION DU COÉFFICIENT D'EXCÉDENT D'AIR

(RÉSUMÉ)

On recherche à l'aide de l'installation TIAM 9—2 la variation du rapport volumétrique de compression en fonction du coéfficient d'excédent d'air, pour les combustibles : benzine à nombre octanique 60, benzine étalon II à nombre octanique 78,7, pétrole et gas-oil.

Basés sur les recherches effectuées on arrive à la conclusion que dans tous les cas nous avons une variation de la forme :

$$\varepsilon_{cr}=a\lambda^2+b\lambda+c.$$

STUDIUL EXPERIMENTAL AL INFLUENȚEI PARAMETRILOR CONSTRUCTIVI AI CUȚITELOR ASUPRA REZISTENȚEI LA TĂIERE A FURAJELOR RĂDĂCINOASE *)

DE

MAGDALENA CĂPROIU, N. IONESCU

INTRODUCERE

Studiul teoretic și experimental al procesului tăierii bulbo-rădăcinoaselor, constituie elementul de bază la stabilirea valorilor optime a parametrilor funcționali și constructivi a organelor active de tocat.

Aceste studii trebuie să conducă la realizarea unor astfel de aparate de tocare, care cu un consum minim de energie, să obțină o productivitate maximă.

Procesul de tăiere al bulbo-rădăcinoaselor a constituit obiectul de studii a multor cercetări.

Astfel academicianul V. P. Goreacikin [1], [2], încă din anul 1925, în urma cercetărilor făcute asupra acestui proces propune formula cunoscută sub denumirea de „formula rațională a lui Goreacikin" :

$$F = F_0 + kbh + \varepsilon bhv^2. \qquad (1)$$

In această formulă se ține seama de frecările care apar în procesul tăierii, de elementele geometrice ale cuțitului, de dimensiunea stratului de material tăiat și de viteza de tăiere.

Alți cercetători ca : G. I. Novikov [3], N. G. Sominici [4], V. A. Jeligovschi [5], Dr. Drăgan Gheorghe [6] și alții, continuînd studiile în acest domeniu, aduc noi contribuții și completări cercetărilor făcute de academicianul V. P. Goreacikin.

Acești cercetători, în lucrările lor nu studiază influența concomitentă a unghiului de tăiere cît și a celui de alunecare a cuțitului în variația valorii rezistenței la tăiere.

Scopul prezentei cercetări este de a se studia căile de reducere a consumului specific de energie în procesul tăierii bulbo-rădăcinoaselor, prin

*) Lucrare prezentată la sesiunea de comunicări științifice a cadrelor didactice I.P.T. din 16—17 mai 1964.

realizarea unor parametri constructivi şi funcţionali şi anume unghiul de tăiere şi alunecare, care în diferite condiţii de lucru să reclame o rezistenţă la tăiere mai mică. De asemenea de a se verifica în mod experimental comportarea parametrilor studiaţi faţă de diferite furaje şi demonstra influenţa apreciabilă pe care o exercită aceşti parametri asupra rezistenţei la tăiere.

2. CONSIDERAŢII GENERALE

În procesul tăierii intervin o serie de factori care influenţează valoarea forţei de tăiere şi anume :

A. Natura materialului supus tăierii cît şi proprietăţile fizico-mecanice ale acestora.

B. Forma cuţitelor şi parametrii constructivi şi funcţionali ai cuţitelor.

C. Cerinţele impuse faţă de materialul tocat.

A. *Natura şi compoziţia furajelor* influenţează asupra rezistenţei la tăiere şi deformare a acestor furaje.

Umiditatea influenţează invers proporţional asupra rezistenţei la tăiere însă în limite mici, deoarece rădăcinoasele şi tuberculiferele fac parte din grupa furajelor suculente, care se caracterizează printr-un conţinut ridicat de apă 65—88%.

B. *Forma şi parametrii constructivi şi funcţionali ai cuţitelor* au influenţă determinantă asupra rezistenţei la tăiere.

Cuţitele cu tăiş drept se caracterizează printr-un unghi de tăiere care faţă de recomandările literaturii variază între 17°—35°.

După modul în care acţionează cuţitul şi anume în funcţie de poziţia acestuia faţă de material, putem realiza diferite valori ale unghiului (τ) şi anume :

$$0° < \tau < 90°$$

C. *Grosimea tocăturii* este un factor care influenţează într-o măsură însemnată valoarea rezistenţei la tăiere a furajelor rădăcinoase fiind condiţionat de cerinţele zootehnice.

Valoarea rezistenţei la tăiere a furajelor rădăcinoase în funcţie de parametrii indicaţi se poate determina prin relaţia de calcul :

$$F = F_m + F_v \text{ (kg/cm)} \qquad (2)$$

în care :

F_m reprezintă rezistenţa opusă de către furaj în procesul tăierii, iar

F_v — forţa necesară pentru aruncarea tocăturii sub influenţa vitezei de tăiere.

În studiul nostru am luat în considerare numai analiza primului termen al relaţiei şi anume, parametrii care concură la modificarea rezistenţei la tăiere opusă de material, deoarece mărirea vitezei de tăiere impusă prin

cerințele practice pentru mărirea turației rotorului, respectiv productivității tocătorilor, influențează valoric în mai mică măsură modificarea rezistenței F decît parametrii primului termen.

3. METODICA DE LUCRU ȘI DISPOZITIVELE FOLOSITE IN EXPERIMENTARE

În vederea stabilirii rezistenței la tăiere a furajelor rădăcinoase, s-a conceput și realizat un dispozitiv experimental care să facă această determinare în funcție de parametrii analizați.

Dispozitivul experimental se compune din:

O masă suport (*1*) pe care se fixează două ghidaje laterale (*2*) confecționate din țeavă, în care glisează cîte o pîrghie (*3*). În partea superioară cele două pîrghii sînt articulate cu tija de susținere a cuțitului (*4*). Cuțitul (*5*) are muchia rectilinie netedă, iar fixarea lui pe tija de susținere se realizează prin intermediul a două șuruburi ce trec prin cele două canale (*6*) practicate în cuțit în așa fel să permită înclinarea cuțitului de la 0°—40°.

În partea inferioară a mesei suport se găsește mecanismul cu pîrghie (*13*) articulată cu tija inferioară (*14*) care se leagă cu pîrghiile (*3*) ce glisează în ghidajele laterale (*2*).

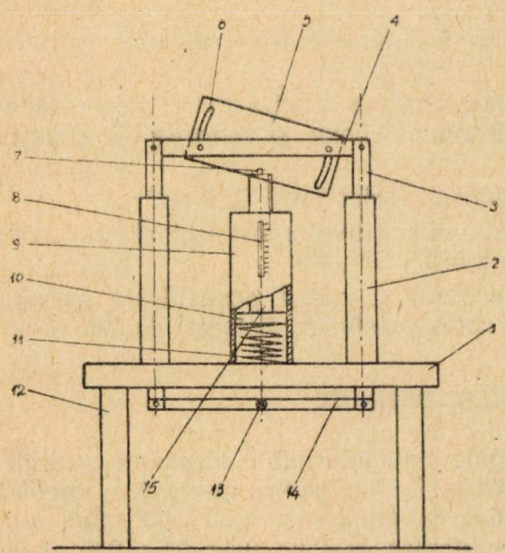


Fig. 1 *a*. Dispozitiv pentru determinarea rezistenței la tăiere a furajelor bulbo-rădăcinoase (schema): *1* — masă suport; *2* — ghidaj lateral; *3* — pîrghie; *4* — tije superioară; *5* — cuțit; *6* — canal; *7* — suportul materialului; *8* — scală; *9* — ghidaj central; *16* — piston; *11* — arc; *12* — tije susținere; *13* — mecanism cu pîrghie; *14* — tija inferioară.

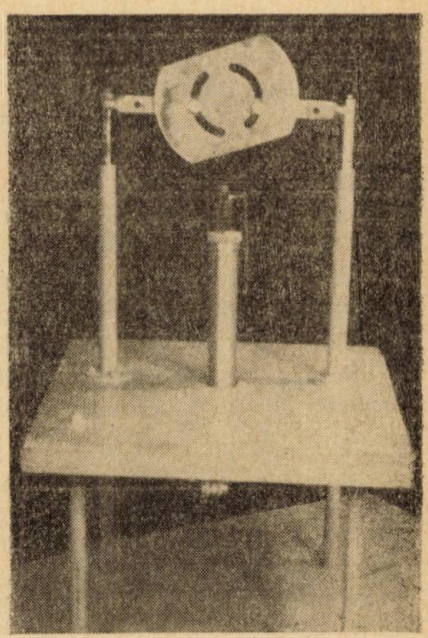


Fig. 1 *b*. Fotografia dispozitivului pentru determinarea rezistenței la tăiere a furajelor bulbo-rădăcinoase.

În centrul suportului se fixează un ghidaj perfect prelucrat (*9*) în interiorul căruia glisează un piston (*10*) cu aceeași precizie de prelucrare fixat la capătul unui ax patrat (*15*). Pistonul se sprijină pe un resort (*11*). În partea superioară a axului patrat se fixează suportul materialului (*7*) cu secțiunea de 1 cm^2 gol, în care se introduce materialul supus tăierii. Pe suportul materialului și anume pe partea superioară, se fixează acul indicator care prin deplasare cu axul patrat, indică pe scala (*8*) de pe cilindru valoarea rezistenței la tăiere.

Scala cuprinzînd valorile rezistenței la tăiere este limitată între 0—5 kg și se fixează în partea exterioară a cilindrului central.

Funcționarea dispozitivului se face în felul următor:

Materialul ce urmează să fie tăiat se introduce în suportul cu secțiune patrată, cuțitul deplasîndu-se perpendicular sau sub un anumit unghi de alunecare pe lîngă latura marginală a suportului cu un joc de 0,25—0,5 mm. Prin acționarea manuală a mecanismului cu pîrghie, tija port cuțit care este fixată pe pîrghiile laterale articulate cu tija mecanismului, se deplasează în jos producîndu-se astfel tăierea materialului. În acest moment acul indicator permite înregistrarea valorii rezistenței la tăiere a materialului tăiat. Revenirea în poziție inițală a suportului de susținere a materialului se face sub acțiunea resortului pe care se sprijină tija patrată și pistonul.

Cu ajutorul dispozitivului se poate determina rezistența la tăiere (F_m) produsă de acțiunea tăișului și datorită deformării materialului prin frecarea de suprafața cuțitului.

Pentru a fi utilizat dispozitivul a fost tarat inițial realizîndu-se astfel scara rezistențelor la tăiere.

În cadrul studiului de față ne-am axat pe analiza a trei furaje rădăcinoase mai frecvent folosite în hrana bovinelor și ovinelor și anume: morcovi, sfeclă și cartofi.

Umiditatea relativă a materialului a variat între 62,7—87%.

Pentru realizarea valorilor impuse, dispozitivul a fost echipat cu 3 cuțite reprezentînd unghiurile de ascuțire $\alpha = 17°, 25°, 30°$.

Pentru modificarea grosimii tocăturii a existat posibilitatea așezării epruvetei la o distanță față de cuțit corespunzătoare distanței de 0,2—1 cm.

4. REZULTATELE OBȚINUTE

Pe baza rezultatelor experimentale s-au întocmit 3 diagrame centralizatoare și anume: pentru cartofi, pentru sfeclă și pentru morcovi cu unghiul de ascuțire $\alpha = 17°, 25°, 30°$, unghiul de alunecare $\tau = 0°, 20°, 30°, 40°$, înscriindu-se pe abscisă valorile grosimilor $h = 0{,}2$; 0,4; 0,6; 0,8; 1 cm iar pe ordonată valorile rezistenței la tăiere F_m în kg/cm.

Analizînd această diagramă se poate constata că o dată cu mărirea unghiului de tăiere valoarea rezistenței crește în funcție de creșterea grosimii tocăturii.

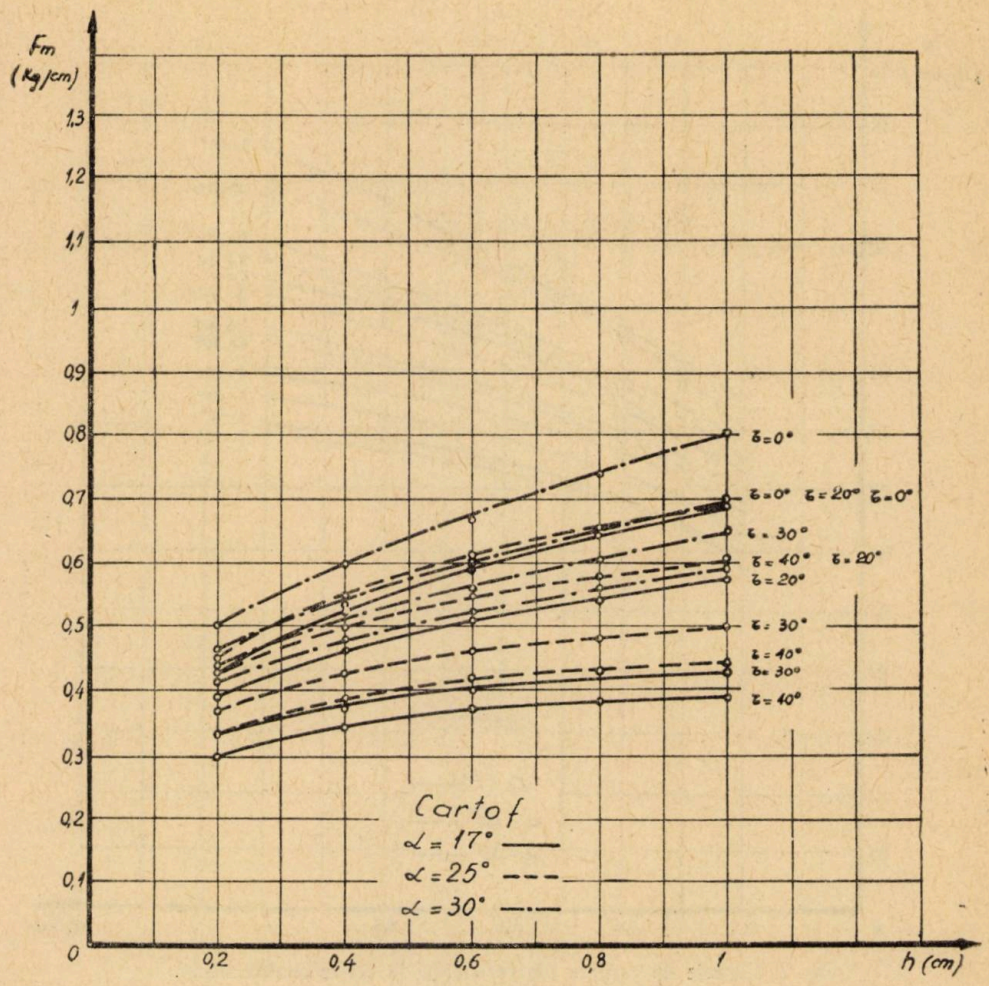


Fig. 2. Curbele de variație ale rezistenței la tăiere pentru cartof.

Pentru $\tau=0°$ la $\alpha=17°$ valoarea lui F_m este foarte pronunțată cu creșterea lui h pînă la 0,8 cm și apoi se menține aproape constantă pînă la $h=1$ cm.

Pentru $\alpha=25°$ variația lui F_m în funcție de h e mai puțin pronunțată variind foarte puțin între 0,6—1 cm, iar pentru $\alpha=30°$ curba are o variație mai accentuată în funcție de creșterea lui h.

O dată cu micșorarea valorii unghiului de alunecare pentru același unghi de tăiere valoarea rezistenței la tăiere crește la $\alpha=17°$, valoarea lui F_m crește mai accentuat o dată cu creșterea lui h la micșorarea unghiului. Pe măsura creșterii lui, curba devine plată, în special pentru $\tau=30°$ și $\tau=40°$, h influențînd foarte puțin asupra lui F_m.

BUDAPEST MŰSZAKI KÖZPONTI KÖNYVTÁR 1848

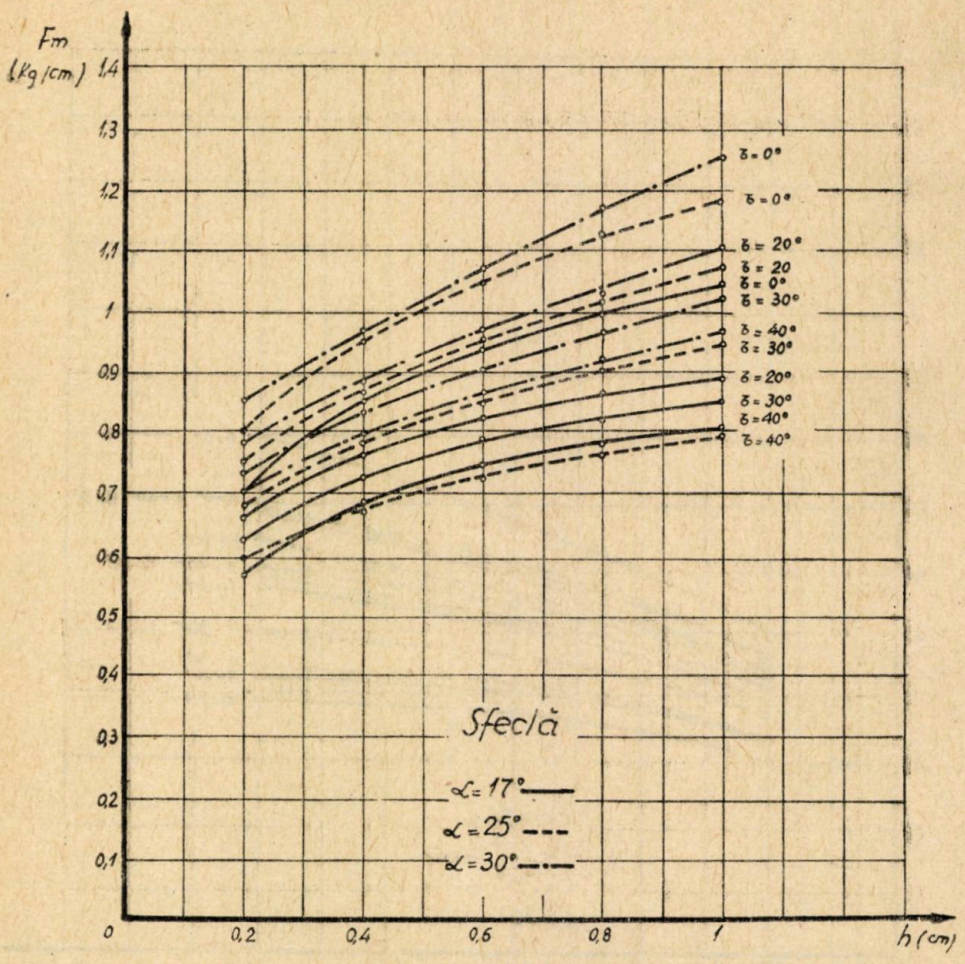


Fig. 3. Curbele de variație ale rezistenței la tăiere pentru sfeclă.

Influența lui τ asupra valorii lui F_m se resimte mai mult pînă la $\tau = 20°$ după care influența devine mai puțin accentuată.

Din valorile rezistenței la tăiere pentru sfeclă rezultă că: mărirea unghiului α influențează mai mult asupra valorii lui F_m pînă la 25° și mai puțin între 25—30°, iar valoarea unghiului τ influențează pronunțat între 0—20° după care modificările lui F_m sînt mai puțin sensibile. Se observă în general, că pentru $\alpha = 17°$ creșterea lui F_m o dată cu h se face mai intens pînă la 0,6 cm și apoi mai puțin accentuat pînă la 1 cm. Pe măsura creșterii unghiului α creșterea lui F_m o dată cu creșterea lui h se accentuiază.

Valorile rezultate pentru morcov reprezentate prin curbele de variație ale diagramei (fig. 4) arată că prin creșterea unghiului α se modifică mult valorile lui F_m și anume mai accentuat între 17—25° și mai puțin accentuat

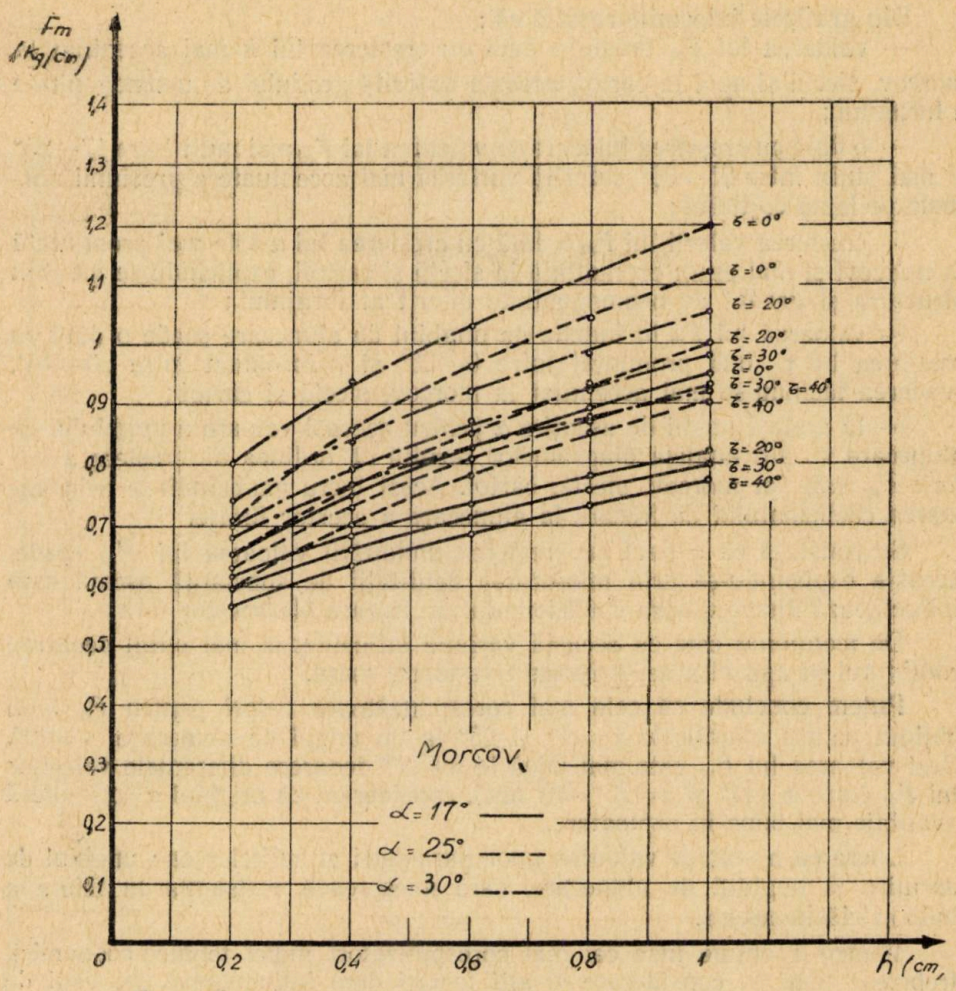


Fig. 4. Curbele de variație ale rezistenței la tăiere pentru morcov.

între 25—30°. În ceea ce privește influența unghiului τ între 0—20° și foarte puțin între 20—40°.

Modificările influenței lui α asupra valorii lui F_m este mai puțin pronunțată pentru unghiurile de tăiere $\alpha = 17—25°$ și mai puțin pronunțată pentru $\alpha = 30°$.

5. CONCLUZII

Din studiul procesului de tăiere se poate vedea că furajele sînt tăiate prin despicare sau alunecare sub acțiunea unei forțe (rezistențe) a cărei valoare depinde de factorii analizați.

Din graficele întocmite rezultă că :

— valoarea lui F_m crește o dată cu creșterea lui h mai accentuat la morcov, sfeclă și apoi la cartof, aceasta datorită gradului de neomogenitate a furajului ;

— o dată cu creșterea lui α crește valoarea lui F_m mai mult între 17—25° și mai puțin între 25—30° datorită variației mai accentuate a presiunii normale pe lama cuțitului ;

— creșterea valorii lui F_m o dată cu creșterea lui α este mai pronunțată la morcovi și mai puțin pronunțată la sfeclă și cartofi, explicîndu-se tot prin structura și gradul de neomogenitate diferit al furajului ;

— valoarea lui F_m în funcție de unghiul de alunecare scade o dată cu creșterea lui τ mai pronunțat între 0—20° și neînsemnat între 20—40°, scăderea făcîndu-se mai accentuat la morcov, sfeclă și cartof ;

— la același unghi de ascuțire α pentru aceeași valoare a unghiului de alunecare τ din analiza diagramelor rezultă că ordinea de creștere a valorii F_m este tot morcov, sfeclă, cartof. Acest lucru explicîndu-se prin valoarea coeficientului de frecare la alunecare a acestor furaje.

Se constată că o dată cu creșterea umidității valoarea lui F_m scade, aceasta explicîndu-se prin micșorarea cantității de substanță uscată care influențează direct asupra coeficientului de frecare ale acestor furaje.

De menționat este că această variație influențează mai puțin deoarece conținutul în apă al acestor furaje este foarte mare.

Putem conclude că cele mai corespunzătoare valori pentru F_m s-au obținut pentru unghiurile $\alpha=17°$ și 25° la un unghi de alunecare $\tau=20°$. Deși valoarea lui F_m este mai mică la $\alpha=17°$ deoarece diferențele valorilor lui F_m între $\alpha=17°$ și $\alpha=25°$ sînt mici, considerăm că unghiul $\alpha=25°$ oferă avantaje mai bune în exploatare.

Lucrarea a stabilit valoarea unor parametri ai cuțitelor ca : unghiul de ascuțire și unghiul de alunecare, care micșorează rezistența la tăiere a bulbo-rădăcinoaselor.

Pentru a obține însă cei mai corespunzători indici tehnico-economici, trebuiesc luați în considerare și alți factori care influențează procesul de tăiere, cum ar fi : forma cuțitelor precum și parametrii constructivi și funcționali ai rotorului.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НОЖЕЙ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ РЕЗАНИЮ КОРНЕПЛОДОВ

(РЕЗЮМЕ)

Работа содержит теоретическое и экспериментальное исследование процесса резания корнеплодов.

Экспериментальные исследования производились с помощью специального приспособления выпускаемого с этой целью.

Изучалось влияние конструктивных и функциональных параметров ножей к сопротивлению резания корнеплодов с целью выбора самых соответствующих типов обеспечивающих экономическую работу корнерезк.

THE EXPERIMENTAL STUDY OF THE INFLUENCE OF CONSTRUCTIVE PARAMETERS OF KNIVES UPON THE RESISTANCE AT CHOPPING OF THE ROOT-FODDERS

(SUMMARY)

This worla contents a theoretical and experimental study of the chopping process of the root-fodders.

The experiments were performed an a special device.

There was studied the influence of the constructive and functional parameters of the knives upon the rezistence at chopping of the root fodders, in order to select the most fitted types that are able to assure an economic working of the chopping knives.

DESPRE CORELAREA CAPACITĂȚII PORTANTE CU PRECIZIA DE MĂSURARE LA CAPTORII DINAMOMETRICI CU TRADUCTORI REZISTIVI

DE

N. GHEORGHIU, AL. CORNUT

CONSIDERAȚII GENERALE

În cadrul foarte variat al noilor mijloace de măsurare un loc important îl ocupă electrotensometria cu traductori rezistivi, aplicată la construcția unor dispozitive complexe, denumite „captori" [1] (un captor este compus dintr-un element elastic, pe care se aplică montajul de traductori).

Simplitatea constructivă, robustețea și siguranța în exploatare, domenii de măsurare practic nelimitate, funcționarea satisfăcătoare, chiar la frecvențe de 5 000 Hz și posibilității de înregistrare a semnalelor la distanță, au condus la utilizarea pe scară largă a captorilor cu traductori rezistivi în dinamometrie.

Diferite soluții constructive ale captorilor dinamometrici sînt prezentate în literatura de specialitate [2], [3], [4], [5], [6] sau în prospectele unor firme constructoare de mașini de încercare.

Elementul elastic poate fi solicitat la : întindere, compresiune (fig. 1 *a*), încovoiere (fig. 1 *c*, *d*, *e*, *f*), torsiune sau complex (fig. 1 *b*, *g*).

Montajul traductorilor rezistivi, aplicat pe elementul elastic, trebuie să realizeze o serie de deziderate de natură metrologică și funcțională :

— grad de amplificare maxim al variațiilor stării de deformație (independent de sistemul electronic amplificator),

— compensarea automată a efectului variațiilor temperaturii mediului ambiant [4] [6],

—insensibilitate maximă la acțiunea forțelor de legătură parazite (datorate excentricităților de montaj și zonelor de fixare) [4] [5],

— protecție mecanică și izolație hidrofugă corespunzătoare [4] [5].

Asupra gradului de amplificare al montajului se poate influența prin folosirea a doi sau patru traductori activi în brațele punții de măsurare.

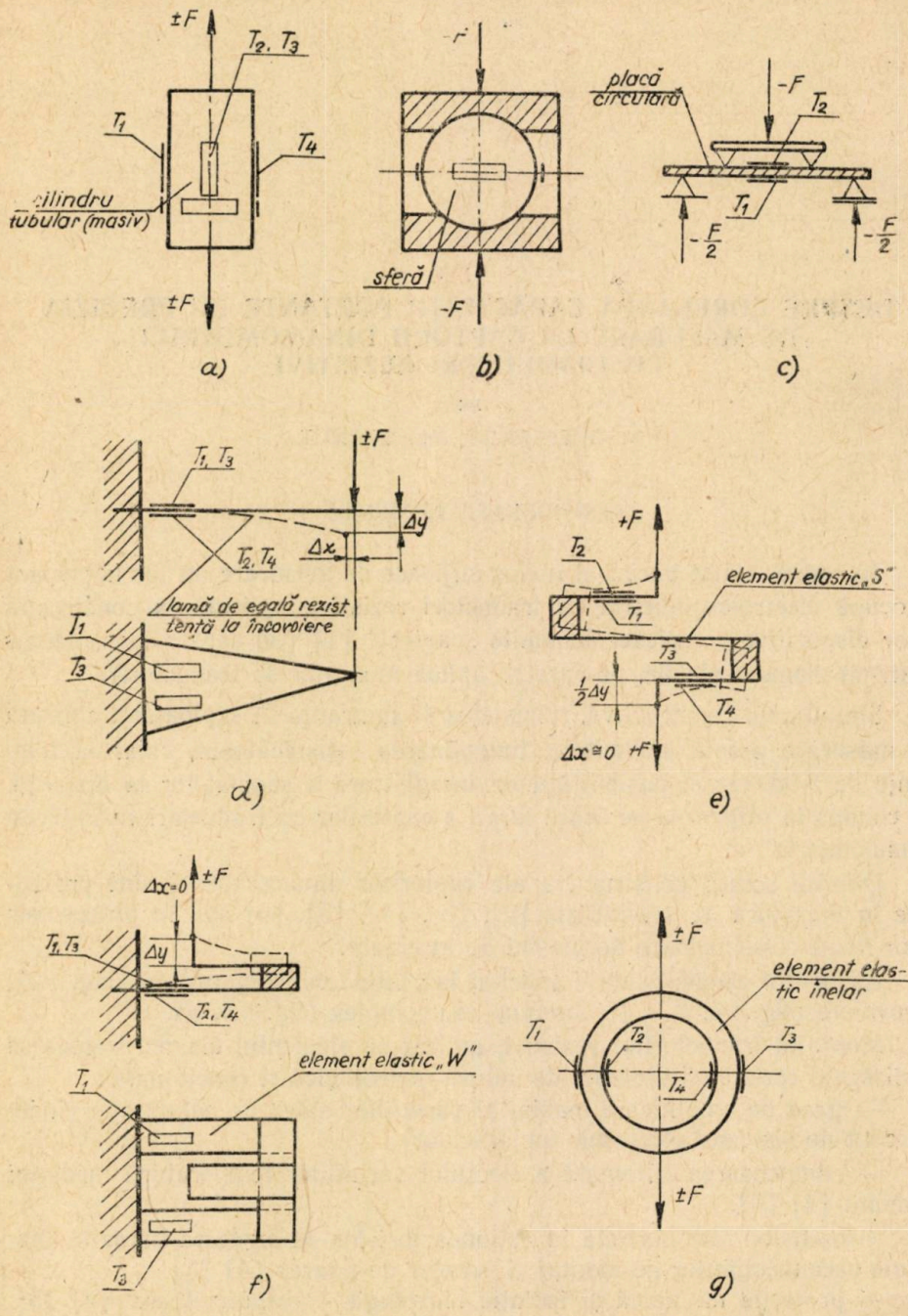


Fig. 1 *a* . . . *g*. Tipuri principiale de elemente elastice.

Dacă se consideră unitar semnalul unui traductor activ, gradul de amplificare al montajului β are valorile posibile :

Tabelul 1

Solicitarea elementului elastic	Grad de amplificare β		Observații
	două brațe active	patru brațe active	
Întindere sau compresiune	$1+\mu$	$2(1+\mu)$	montaj Poisson
Încovoiere	2	4	—
Torsiune	$2(1+\mu)$	$4(1+\mu)$	$G=\frac{E}{2(1+\mu)}$

μ — coeficientul lui Poisson
Acest criteriu ne permite alegerea celui mai sensibil montaj.

CORELAȚIA CAPACITĂȚII PORTANTE CU PRECIZIA DE MĂSURARE

Alegerea unui tip anumit de captor și definirea domeniului de măsurare este condiționată de natura utilizării sale, precum și de precizia impusă măsurătorii.

Din literatura consultată rezultă că legătura dintre dimensiunile elementului elastic și schema de montaj a traductorilor reprezintă un aspect incomplet clarificat. În prezenta lucrare se aduce o contribuție la clarificarea acestui aspect. În acest scop, se consideră un captor dinamometric cu element elastic de o secțiune A/cm^2 solicitat la întindere. Capacitatea portantă a elementului elastic — deci și a captorului — este limitată superior de rezistența admisibilă la întindere σ_{at} [N/cm^2] a materialului, deci :

$$F_{max} = A\sigma_{at} \quad [N] \tag{1}$$

Eroarea absolută a măsurătorii este limitată inferior de către eroarea absolută maximă a echipamentului electrotensometric și schema de montaj a traductorilor β, cu valorile arătate în tabelul 1

$$\Delta F = \pm A\,(\Delta\sigma_t)_{min} = \pm AE\frac{\Delta\varepsilon}{\beta}\,10^{-3} \quad [N] \tag{2}$$

unde :

E[N/cm^2] este modulul de elasticitate al materialului din care este confecționat elementul elastic.

Eliminînd secțiunea A din relațiile (1) și (2) rezultă eroarea relativă minimă a captorului :

$$\frac{\Delta F}{F_{max}} = \pm\frac{E}{\sigma_{at}}\cdot\frac{\Delta\varepsilon}{\beta}\,10^{-1} \quad [\%] \tag{3}$$

Prin raționamente analoage se obține aceeași expresie pentru toate tipurile de elemente elastice prezentate în figura 1.

Întrucît relația (3) care definește valoarea erorii relative minime (și momentane) este independentă de forma și dimensiunile geometrice ale

elementului elastic poate fi considerată ca un invariant funcțional. Structura acestui invariant permite separarea a două criterii obiective de discuție referitoare la :

— alegerea materialului elementului elastic $\left(\frac{E}{\sigma_{at}}\right)$ respectiv

— a schemei de montaj $\left(\pm\frac{\Delta\varepsilon}{\beta}\right)$.

Pentru confecționarea elementului elastic se vor alege materiale a căror limită de proporționalitate este ridicată în raport cu rezistența lor la rupere.

Rezistența admisibilă la întindere și la încovoiere, pentru solicitări statice, se va lua astfel, ca histereza elementului elastic să fie inferioară în raport cu a traductorului rezistiv. Din literatură [4], [5] :

$$\sigma_{at}=\sigma_{ai}=(0{,}4\ldots0{,}6)\,\sigma_p \quad [\mathrm{N/cm^2}]. \tag{4}$$

Unii autori [2], [4], [5] indică în mod eronat utilizarea ca element elastic a materialelor, care au valori reduse ale modulului de elasticitate (aliaje ale Al, Mg, și chiar materiale plastice — plexiglass) pierzîndu-se din vedere faptul că aproape în aceeași măsură scade și limita de proporționalitate.

Din analiza caracteristicilor mecanice ale cîtorva materiale frecvent utilizate în construcția elementelor elastice, pe baza criteriului $\left(\frac{E}{\sigma_{at}}\right)$ se observă că valoarea optimă (minimă) este realizată de oțelurile de arc aliate (tabelul 2).

Tabelul 2

Nr. crt.	Marca materialului	STAS	E [N/cm²]	σ_r [N/cm²]	$\frac{\sigma_c}{\sigma_r}$	$\frac{\sigma_p}{\sigma_r}$	$\frac{E}{\sigma_{at}}$ *)
1	Oțel carbon de calitate OLC60	880-60	$2{,}1\cdot10^7$	$7{,}70\cdot10^4$	0,59	0,50	$1{,}36\cdot10^3$
2	Oțeluri aliate cu Cr Ni35 CN45	793-50	$2{,}1\cdot10^7$	$1{,}15\cdot10^5$	0,82	0,77	$0{,}59\cdot10^3$
3	Oțeluri de arc HRC46 54 Arc1	795-62	$2{,}1\cdot10^7$	$1{,}60\cdot10^5$	0,88	0,85	$0{,}39\cdot10^3$
4	Duraluminiu DIT	ind. aeronaut.	$7{,}2\cdot10^6$	$3{,}80\cdot10^4$	0,68	0,63	$0{,}75\cdot10^3$
5	Aliaj de magneziu MAl	„	$4{,}2\cdot10^6$	$3{,}00\cdot10^4$	0,73	0,70	$0{,}50\cdot10^3$
6	Bronz de beriliu 2% Be	„	$1{,}2\cdot10^7$	$5{,}00\cdot10^4$	0,70	0,68	$0{,}88\cdot10^3$

*) $\sigma_{at}=0{,}4\ \sigma_p$.

Dacă ne situăm în ipoteza utilizării unui echipament electrotensometric de fabricație industrială, eroarea absolută are valoarea maximă :

$$\pm\Delta\varepsilon=10^{-1}\,‰.$$

Pentru acest caz, criteriul schemei de montaj $\pm \frac{\Delta\varepsilon}{\beta}$ oscilează, conform datelor din tabelul 1, între:

$$\pm \frac{\Delta\varepsilon}{\beta} \cong (0{,}75 \ldots 0{,}2) \cdot 10^{-4}$$

Valorile $\Delta F/F_{max}$ calculate pentru un element elastic din oțel arc 1 sînt date în tabelul 3

Tabelul 3

Solicitarea elementului elastic	Precizia $\frac{\Delta F}{F_{max}}$ %	Observații
Întindere sau compresiune	3...1,5	materialul elem. elastic arc 1, conform STAS 795-62
Încovoiere	2...0,1	„
Torsiune	1,5...0,75	„

CAPTOR DINAMOMETRIC DIFERENȚIAL

Captorii dinamometrici cu traductori rezistivi se pretează în condiții optime și la măsurători diferențiale de forțe sau cupluri.

Sistemul de măsurare este compus în acest caz din doi captori identici, atît sub aspectul caracteristicii de etalonare, cît și sub acel al schemei de montaj a traductorilor.

În ce urmează, se consideră două lame în consolă (de egală rezistență la încovoiere), folosite la două cuplaje torsiometrice, care satisfac integral condițiile enunțate anterior (fig. 2). Pe fiecare lamă se amplasează cîte doi traductori rezistivi dispuși simetric față de planul neutru.

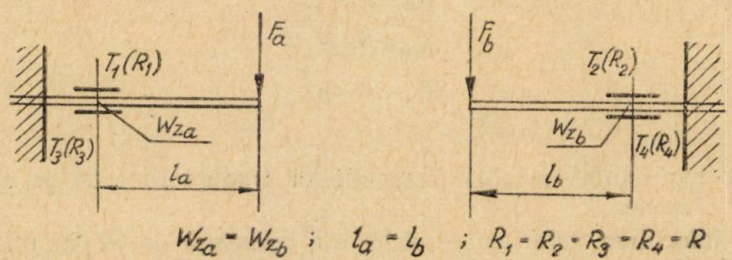


Fig. 2. Sistem dinamometric diferențial cu element elastic solicitat la încovoiere.

Conectarea traductorilor activi la echipamentul electrotensometric trebuie astfel realizată, încît semnalul obținut să fie proporțional cu diferența forțelor preluate de cei doi captori:

$$\Delta F_{ab} = F_a - F_b = kU_0 . \qquad (5)$$

Cel mai adecvat mod de conectare îl reprezintă puntea cu patru brațe active, a cărei schemă este dată în figura 3.

Deoarece ne situăm în cazul unei punți electrotensometrice obișnuite, impedanța diagonalei se admite infinită. În acest caz, tensiunea de dezechilibru U_0 din diagonala punții va fi dată de expresia:

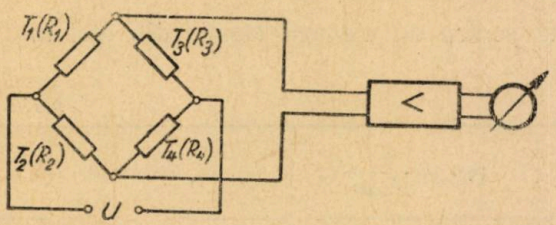


Fig. 3. Schema electrică a punții de măsurare.

$$U_0 = \frac{R R_3 - R_1 R_4}{(R_1 + R_3)(R_2 + R_4)} U, \quad (6)$$

Pentru situația inițială, cînd sistemul de măsurare este descărcat $F_a = F_b = 0$, condiția de echilibru este satisfăcută în mod automat întrucît:

$$R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = R \quad (7)$$

La apariția unor încărcări $F_a \neq F_b$, toate cele patru rezistențe își modifică valoarea, iar puntea se dezechilibrează.

Notînd noile valori ale rezistențelor cu R_1', R_2', R_3' și R_4' tensiunea de dezechilibru se exprimă conform relației (6)

$$U_0 = \frac{R_2' R_3' - R_1' R_4'}{(R_1' + R_3')(R_2' + R_4')} U. \quad (6')$$

Față de montajul traductorilor (fig. 1) și condiția dată de relația (8) noile valori de rezistențe se pot scrie:

$$R_1 = R + r_a$$
$$R_2 = R + r_b$$
$$R_3 = R - r_a$$
$$R_4 = R - r_b$$

unde:

r_a și r_b reprezintă variațiile rezistențelor traductorilor de pe cele două lamele.

Prin înlocuirea valorilor explicite ale rezistențelor R_i' în relația (6') se obține în final:

$$U_0 = \frac{r_b - r_a}{2R} U. \quad (6'')$$

Din această expresie se poate observa că echilibrul punții se obține nu numai pentru cazul banal $F_a = F_b = 0$, ci și pentru $F_a = F_b \neq 0$ întrucît $r_a = r_b$.

Datorită faptului că $r_{ab}/R = k \cdot F_{ab}$ relația (6'') este o formă implicită a condiției ce s-a impus inițial (relația 5).

Deci, montajul preconizat permite măsurarea diferenței exprimate prin relația (5) ceea ce în cazul considerat constituie

$$\Delta M_{ab}=(F_a-F_b)\rho=k\cdot U_0\rho$$

unde ρ este distanța de la axa cuplajului la centrul lamei dinamometrului.

CONCLUZII

Prezenta lucrare contribuie la clarificarea următoarelor probleme ridicate de captorii dinamometrici cu traductori rezistivi:

1. Invariantul $\Delta F/F_{max}$ permite estimarea preciziei maxime realizate de captor în anumite condiții de montaj a traductorilor și de formă a elementului elastic.

2. Domeniul de măsurare al captorului $F_{max}\ldots F_{min}$ se poate prelimina de la proiectare, din condițiile de rezistență și de eroare relativă maximă, admise de măsurătoarea preconizată.

3. Captorii dinamometrici cu traductori rezistivi realizează măsurarea diferențială a forțelor pe cale electrică printr-un montaj adecvat.

BIBLIOGRAFIE

1. Buzdugan Gh., Asupra terminologiei în măsurarea electrică a mărimilor neelectrice, Standardizarea vol. 13, nr. 11/1961 p. 549—550.
2. Кац С. М., Балансирные динамометры для измерения вращающего момента» Библ. по автоматике вып. 65 Госэнергоиздат 1962.
3. Раевский Н. П., «Датчики механических параметров машин» Издательство Академий Наук С.С.С.Р. 1959.
4. Рузла З., «Электрические тензометры сопротивления» Госэнергоиздат 1961.
5. Fink K. und Rohrbach Ch., *Handbuch der Spannungs und Dehnungsmessung*, VDI Verlag Düsseldorf, 1958.
6. Перрн К., Лисснер Г., «Основы тензометрирования», Издательство иностранной литературы 1957.

ЗАВИСИМОСТЬ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ОТ ТОЧНОСТИ ИЗМЕРЕНИЯ ДИНАМОМЕТРИЧЕСКИХ ПРИБОРОВ С ПРОВОЛОЧНЫМИ ДАТЧИКАМИ

(РЕЗЮМЕ)

В работе даются уточнения с функциональной, метрологической и конструктивной точек зрения о динамометрических приборах с проволочными датчиками.

Определением функциональной постоянной $\frac{\Delta F}{F}=\frac{E}{\sigma_{at}}\frac{\Delta\varepsilon}{\beta}$, свойственной классу изученных приборов, авторы разъясняют вопрос зависимости несущей способности от точности измерения.

Одновременно, выявляется возможность проведения диференциальных динамометрических измерений электрическим путем.

SUR LA CORRÉLATION DE LA CAPACITÉ DE CHARGE AVEC LA PRÉCISION DE MESURE POUR LES CAPTEURS DYNAMOMÉTRIQUES AUX JAUGES RESISTIVES

(RESUMÉ)

On fait certaines mises au points sur le fonctionnement, la construction et les caractéristiques métrologiques des capteurs dynamométriques aux jauges resistives.

Par la définiton d'un invariant fonctionnel $\frac{\Delta F}{F} = \frac{E}{\sigma_{at}} \cdot \frac{\Delta \varepsilon}{\beta}$ propre a la classe des capteurs étudiés, les auteurs apportent une contribution a la clarification du probleme de la corrélation de la capacité de charge avec la précision de mesure.

On met en évidence, en meme temps la posibilité des mesures dynamométriques différentielles par voie électrique.

O NOUĂ METODĂ DE VERIFICARE A EVITĂRII BLOCĂRII DATORITE FORȚELOR DE FRECARE *

DE

FR. KOVÁCS

1. INTRODUCERE

In lucrarea [1], s-a elaborat o metodă pentru verificarea evitării blocării geometrice a mecanismelor plane cu bare articulate.

In lucrarea prezentă se dezvoltă ideile care au stat la baza celei precedente, elaborîndu-se o metodă pentru verificarea evitării blocării mecanismelor plane cu bare articulate, datorită forțelor de frecare.

La formarea unui mecanism prin atașarea unei grupe cinematice la un lanț cinematic de bază, poate surveni blocarea datorită forțelor de frecare, respectiv depășirea valorii admise a unghiului de presiune, din cauza pozițiilor relative ale elementelor grupei cinematice atașate.

In cele ce urmează se face o aproximatie considerînd că fortele se transmit în lungul elementelor binare care se leagă de restul mecanismului prin articulații și la elemente care contin ghidaie, perpendicular pe direcția de translație a ghidajului. Se consideră elementul binar AB : centrul articulației B descrie traectoria (b) (fig. 1).

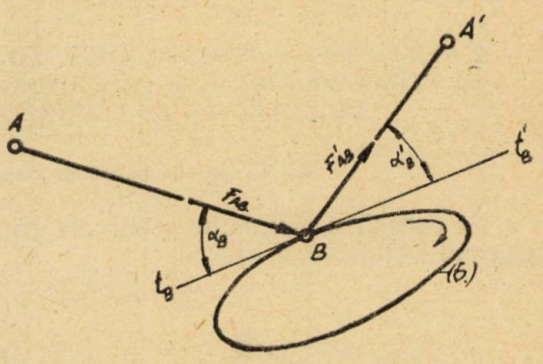


Fig. 1. Unghiul de presiune într-o articulație a unei bare cu două articulații.

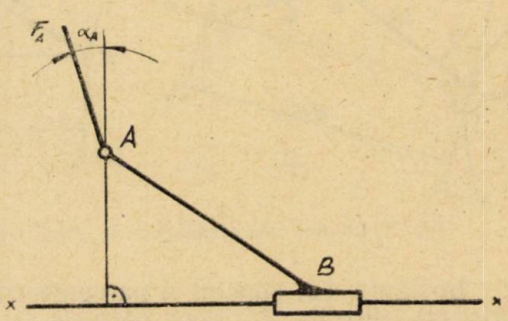


Fig. 2. Unghiul de presiune în articulația unei bare cu o articulație și un ghidaj.

* Prezentată la sesiunea de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T., mai 1964, în cadrul comunicării „Contribuții la elaborarea unei metode unitare de verificare a posibilităților de mișcare la mecanismele plane cu bare articulate".

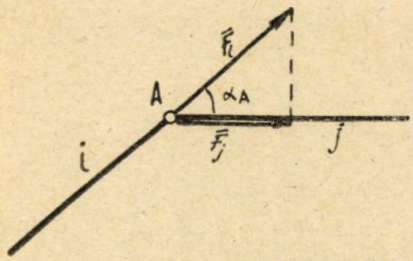


Fig. 3. Unghiul de presiune în articulația care leagă două bare.

Unghiul de presiune în punctul B este unghiul ascuțit închis între direcția AB și direcția tangentei $t_b - t'_b$ în punctul B la traectoria (b).

Se consideră elementul binar AB, ghidajul B avînd direcția de translație $(x\text{-}x)$ (fig. 2).

Deoarece prin elementul AB se transmite mișcarea la elementul din care face parte direcția de translație $(x\text{-}x)$ unghiul de presiune în punctul A va fi unghiul ascuțit închis între direcția forței F_A și perpendiculara pe direcția de translație $(x\text{-}x)$. Se consideră legătura dintre elementele (i) și (j) prin A (fig. 3).

În lungul elementului i se transmite forța F_i iar în lungul elementului j, forța F_j. Unghiul de presiune α_A, în punctul A va fi unghiul ascuțit dintre direcțiile barelor i și j.

Atașarea unei grupe cinematice la lanțul cinematic de bază trebuie să se facă astfel, încît să nu apară unghiuri de presiune mai mari decît cel critic sau cel admis inițial de proiectant ca maxim nici zonele de legătură al grupei cu restul lanțului cinematic, nici în zonele de contact dintre elementele componente ale grupei cinematice.

În cele ce urmează, se indică modul cum se poate realiza deziderатul impus pentru grupele cinematice de clasa II-a și a III-a.

2. VERIFICAREA EVITĂRII BLOCĂRII DATORITĂ FORȚELOR DE FRECARE LA MECANISME OBȚINUTE PRIN ADĂUGAREA GRUPELOR CINEMATICE DE CLASA II-A LA LANȚUL CINEMATIC DE BAZĂ

2.1. Grupa cinematică de clasa II-a, aspectul 1

Se consideră mai multe poziții ale grupei cinematice ABC de clasa II-a, aspectul 1 (fig. 4 *a*, *b*, *c*).

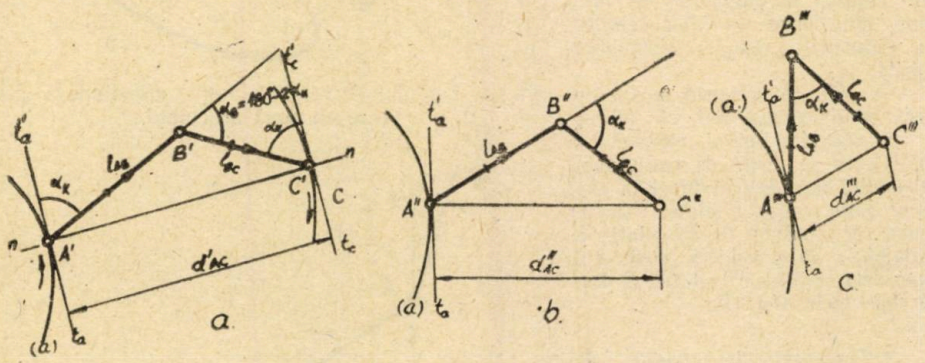


Fig. 4. Unghiul de presiune la o grupă cinematică de clasa II-a aspectul 1.

În figura 4 *a*, punctul A parcurge traiectoria (a) iar punctul C traiectoria (c), direcția AC fiind normală la ambele traiectorii. Unghiurile de presiune în punctele A și C au valoarea limită impusă α_k. Unghiul de presiune în punctul B, va avea atunci mărimea $\alpha_B = 180° - 2\alpha_k$.

Mărimea acestui unghi va fi mai mare decît mărimea limită a unghiului de presiune α_k dacă,

$$\alpha_B = 180° - 2\alpha_k < \alpha_k$$

$$180° < 3\alpha_k$$

$$\alpha_k > 60°.$$

Dacă punctul C' se distanțează de A' depășind mărimile unghiurilor de presiune din punctele A' și C', va crește mărimea limită impusă. Condiția ca în punctele A' și C' unghiul de presiune să aibă mărime mai mică decît valoarea limită impusă α_k, este ca în timpul mișcării, distanța d'_{AC} dintre punctele A' și C' să nu depășească mărimea

$$d'_{AC} = (l_{AB} + l_{BC}) \sin \alpha_k \qquad (1)$$

deci traiectoria punctului C să se găsească în interiorul domeniului delimitat de curba echidistanțată exterioară (a'_c) trasată cu distanța $(l_{AB} + l_{BC}) \sin \alpha_k$, față de traiectoria (a) (figura 5).

Se consideră cazul cînd în punctul B se realizează un unghi de presiune avînd valoarea limită α_k: în figura 4 *b* în bara BC se realizează efort de compresiune, iar în figura 4 *c* efort de întindere. Pentru primul caz distanța dintre punctele A'' și C'' va fi:

$$d''_{AC} = \sqrt{l_{AB}^2 + l_{BC}^2 + 2 l_{AB} \cdot l_{BC} \cos \alpha_k} \qquad (2)$$

pentru al doilea caz, distanța între punctele A''' și C''' va fi:

$$d'''_{AC} = \sqrt{l_{AB}^2 + l_{BC}^2 - 2 l_{AB} \cdot l_{BC} \cos \alpha_k} \qquad (3)$$

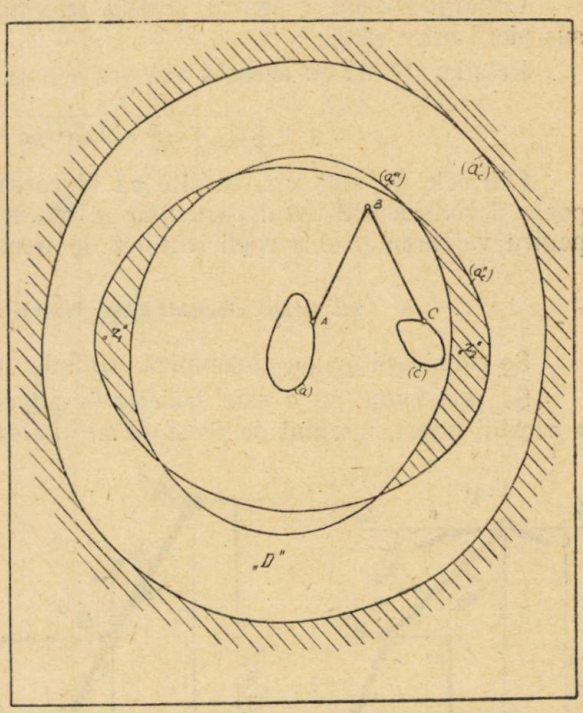


Fig. 5. Condiția evitării blocării datorită forțelor de frecare la o grupă cinematică de clasa II-a aspectul 1.

Condiția ca în timpul mișcării în punctul B să nu apară valori ale unghiului de presiune mai mari decît valoarea limită impusă α_k este ca punctul C să se găsească ori mai departe de punctul A decît distanța d''_{AC}, ori mai aproape decît distanța d'''_{AC}. Această condiție va fi îndeplinită, dacă

traiectoria punctului C se va găsi în afara domeniului delimitat de curba echidistantă interioară (a_c''), trasată în interiorul domeniului delimitat de curba echidistantă (a_c'''), trasată față de traiectoria (a) cu distanța d_{AC}''' (fig. 5).

Condiția, ca prin atașarea grupei cinematice de clasa II-a aspectul 1, ABC la lanțul cinematic de bază să nu apară în mecanismul format unghiuri de presiune mai mari decît valoarea limită impusă α_k, este ca traiectoria punctului C să se găsească în interiorul domeniului „D" delimitat de curba (a_c') și să nu aibă puncte conținute în zonele „z_1" și „z_2" aflate între curbele (a_c'') și (a_c''').

Se presupune $\alpha_k = 90°$ (cazul corespunde pentru coeficient de frecare între zonele de contact ale cuplelor cinematice $f=0$). În acest caz, relațiile (7) și (8) dau aceeași valoare:

$$d_{AC}'' = d_{AC}''' = \sqrt{l_{AB}^2 + l_{BC}^2}.$$

Condițiile deduse pentru poziția traiectoriei (c) din relația de mai sus pierd orice sens.

Relația (1) dă cu această valoare a unghiului de presiune

$$d_{AC}' = \sqrt{l_{AB}^2 + l_{AC}^2 + 2 l_{AB} \cdot l_{BC}} = l_{AB} + l_{BC}.$$

Din cele de mai sus, rezultă că blocarea geometrică a mecanismelor poate fi considerată cazul particular al blocării datorită forțelor de frecare pentru valoarea $f=0$ a coeficientului de frecare.

2.2. Grupa cinematică de clasa II-a, aspectul 2

Se consideră grupa cinematică ABC de clasa II-a, aspectul 2 (fig. 6).

Se presupune că a este traiectoria punctului A. În poziția desenată a acestui punct, unghiul de presiune are valoarea limită α_k. Dacă distanța

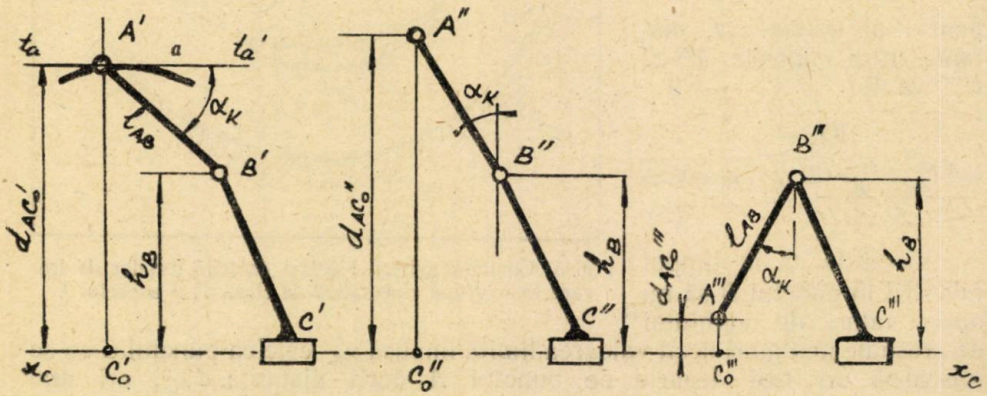


Fig. 6. Unghiuri de presiune la grupa cinematică de clasa II-a aspectul 2.

de la punctul A pînă la direcția de translație $(x_c—x_c)$ depășește mărimea

$$d_{AC_0} = l_{AB} \sin \alpha_k + h_B \tag{4}$$

unghiul de presiune în A crește peste valoarea limită admisă.

În figura 6 sînt indicate pozițiile relative ale elementelor grupei cinematice pentru cazul cînd în punctul B se realizează unghi de presiune de mărime α_k. Se observă, că dacă distanța punctului A scade sub valoarea

$$d_{AC_0} = h_B + l_{AB} \cos \alpha_k \tag{5}$$

sau crește peste valoarea

$$d_{AC_0} = h_B - l_{AB} \cos \alpha_k \tag{6}$$

mărimea unghiului de presiune în punctul B va depăși valoarea limită impusă α_k.

Fie „D_m" domeniul de mișcare a direcției de translație $(x_c — x_c)$ (fig. 7) delimitat de curbele (c_1) și (c_2). Condiția ca prin atașarea grupei cinematice ABC la lanțul cinematic de bază să nu apară în mecanismul format, unghiuri de presiune mai mari decît α_k este ca traiectoria punctului A să se găsească în interiorul domeniilor delimitate de curbele echidistante (c'_{a_1}) și (c'_{a_2}) construite cu distanța d'_{AC_0}, (c_{a_1}) și (c''_{a_2}) construite cu distanța d_{AC_0} față de limitele (c_1) și (c_2) ale domeniului „D_m" și în exteriorul domeniului delimitat de curbele echidistante (c'''_{a_1}) și (c'''_{a_2}) construite cu distanța d'''_{AC_0} față de curbele (c_1) și (c_2).

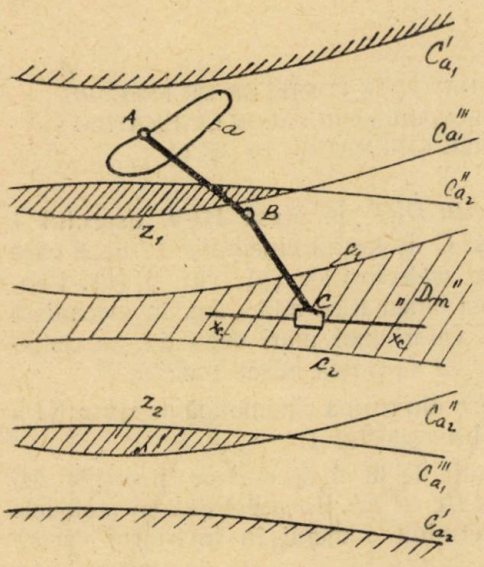


Fig. 7. Condiția evitării blocării datorită forțelor de frecare la grupa cinematică de clasa II-a aspectul 2.

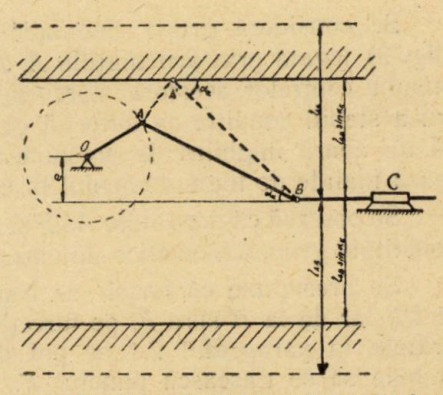


Fig. 8. Condiția evitării blocării datorită forțelor de frecare la un mecanism bielă-manivelă.

În figura 7 traiectoria (a) a punctului A trebuie să se găsească în domeniul „D" cuprins între curbele (c'_{a_1}) și (c'_{a_2}) exceptînd zonele z_1 și z_2, cuprinse între curbele (c''_{a_1}) și (c''_{a_2}) respectiv (c'''_{a_2}) și (c'''_{a_1}).

Pentru valoarea $\alpha_k=90°$ ($f=0$) se obține condiția evitării blocării geometrice ca și în caz limită deoarece atunci $d_{AC_0}=l_{AB}+h_B$.

Mecanismul bielă-manivelă se obține prin atașarea unei grupe cinematice de clasa II-a, aspectul 2, la o grupă cinematică de clasa I-a, cu manivelă motoare. Pentru ca mecanismul din figura 8 să nu se blocheze (să nu apară unghiuri de presiune mai mari decît o valoare dată α_k) este necesar ca traiectoria circulară a punctului A să se găsească în interiorul domeniului delimitat de două paralele Ac_1 și Ac_2 duse la direcția de translație BC, la distanța $l_{AB}\sin\alpha_k$.

Se observă că pentru $\alpha_k=90°(f=0)$, domeniul are lățimea $2l_{AB}$, condiția astfel impusă fiind condiția evitării blocării geometrice. Această condiție este echivalentă cu relația

$$l_{AB} \geqslant l_{0A}+e$$

condiția de existență a manivelei la mecanisme bielă manivelă.

2.3. Grupele cinematice de clasa II-a, aspectul 4, 3, 5

Nu prezintă particularități dimensionale pe baza cărora se poate stabili condițiile evitării blocării mecanismelor la care sînt atașate, datorită forțelor de frecare.

3. VERIFICAREA EVITĂRII BLOCĂRII DATORITĂ FORȚELOR DE FRECARE LA MECANISME OBȚINUTE PRIN ADĂUGAREA GRUPELOR CINEMATICE DE CLASA III-A LA LANȚURILE CINEMATICE DE BAZĂ

Se consideră grupa cinematică $ABCDEF$ de clasa III-a, aspectul 1 (fig. 9) legată prin articulațiile A, B și C de lanțul cinematic de bază care impune centrelor acestora, parcurgerea traiectoriilor (a), (b) și (c). Pentru a stabili condiția ca datorită grupei cinematice adăugate, în mecanism să nu apară unghiuri de presiune de valori mai mari decît α_k, se cercetează înainte de toate domeniul în care se va putea mișca punctul F.

Se observă că porțiunile ADF și BEF din grupa cinematică de clasa III-a constituie grupe cinematice de clasa II-a aspectul 1.

Se presupune că forțele se transmit de la A spre F pe direcțiile AD și DF iar de la B spre F, pe direcțiile BE și EF. În acest caz cu metodele arătate în paragraful 2.1 se pot determina domenii în interiorul cărora trebuie să se găsească punctul F.

Cum F trebuie să se găsească în interiorul curbelor (a) și (b) este necesar ca traiectoria punctului F să se găsească în interiorul curbei

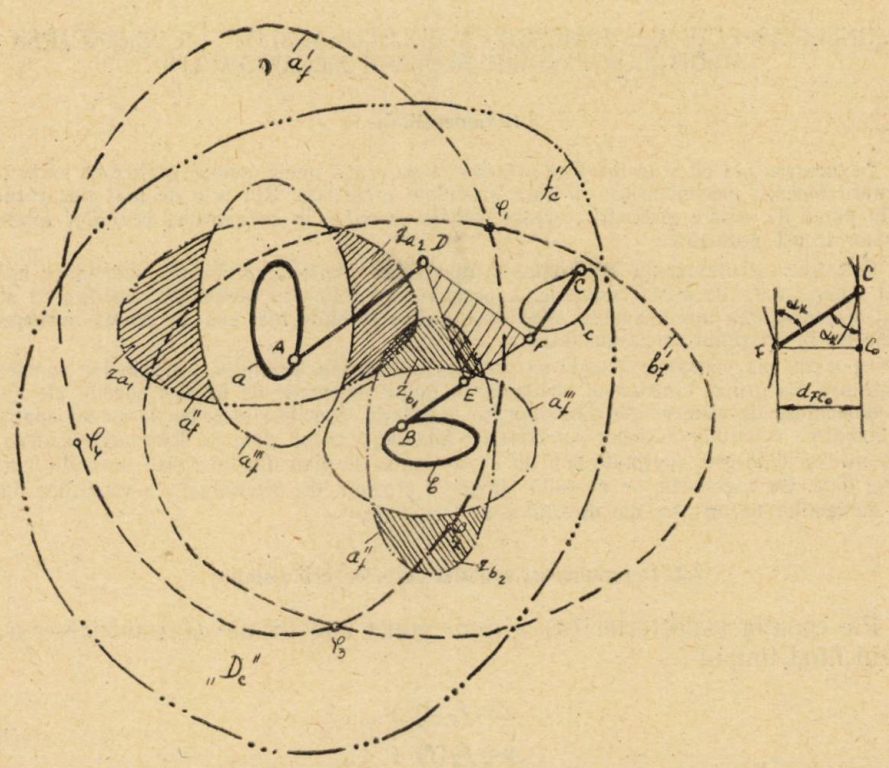


Fig. 9. Condiția evitării blocării datorită forțelor de frecare la o grupă cinematică de clasa III-a.

(φ_1—φ_2—φ_3—φ_4) exceptînd zonele (z_{a1}), (z_{a2}), (z_{b1}), (z_{b2}). Una din condițiile evitării blocării datorită forțelor de frecare este ca punctul C să nu ajungă mai departe de traiectoria punctului F, decît (fig. 9 *a*)

$$d_{FC_0} = l_{FC} \sin \alpha_k .$$

Deci, traiectoria (c) trebuie să se găsească în domeniul „D_c" în interiorul curbei (f_c) trasată ca și curbă echidistantă cu distanța d_{FC_0} față de curba (φ_1—φ_2—φ_3—φ_4) .

Se observă că pentru $\alpha_k = 90°$ (deci $f = 0$), curba (f_c) devine identică cu (f_c) stabilită ca limită de domeniu pentru evitarea blocării geometrice.

Pentru ca datorită atașării grupei cinematice de clasa III-a aspectul 1, în timpul mișcării mecanismului să nu apară unghiuri de presiune mai mari decît valoarea α_k impusă, este necesar ca și traiectoria (a) să se găsească în interiorul unui domeniu „D_a" iar traiectoria b în interiorul unui domeniu „D_b", determinate după metoda indicată în acest paragraf, (fig. 9) în funcție de pozițiile traiectoriilor (b) și (c) respectiv (a) și (c).

3. UNELE ASPECTE ALE APLICĂRII CALCULULUI ANALITIC LA VERIFICAREA CONDIȚIILOR EVITĂRII BLOCĂRII MECANISMULUI

3.1. Generalități

În lucrarea [1] cît și în lucrarea prezentă, s-au arătat unele metode grafice de verificare a evitării blocării mecanismelor cu bare articulate proiectate. Din cele de mai sus, rezultă că din punct de vedere geometric, aceste metode se reduc la compararea pozițiilor relative ale unor locuri geometrice.

Folosirea calculatoarelor electronice la rezolvarea diferitelor probleme matematice necesitînd volum mare de calcul numeric, a permis revalorificarea metodelor analitice în studierea și proiectarea mecanismelor. Metodele grafice stabilite mai sus au evident corespondentele lor în domeniul calculului analitic.

În acest caz, datele problemei se prezintă sub forma ecuațiilor traiectorilor punctelor de legătură ale grupei cinematice adăugate cu lanțul cinematic de bază, respectiv ale limitelor domeniilor de mișcare ale direcțiilor de translație. Specifice metodei de calcul analitic, sînt stabilirea ecuațiilor curbelor echidistante față de o curbă dată și determinarea dacă o curbă închisă dată este conținută sau nu în porțiunea de plan din interiorul unei alte curbe închise date. De asemenea, se necesită studierea modului de determinare a ecuațiilor limitelor domeniilor de mișcare ale direcțiilor de translație.

3.2. Determinarea ecuației curbelor echidistante

Fie ecuația traiectoriei (a) a unui punct sub formă parametrică, parametrul fiind timpul t.

$$\left.\begin{aligned} x &= f_1(t) \\ y &= f_2(t) \end{aligned}\right\} \tag{8}$$

Cea mai ușoară cale de a ajunge la această formă este exprimarea poziției unui punct curent al traiectoriei cu ajutorul unui număr complex, în funcție de unghiul de rotație sau deplasarea lineară a unui punct al elementului motor. Ecuația normalei întrun punct la traiectorie este:

$$(x-x_1)=\frac{f_1'(t)}{f_2'(t)}(y-y_1) \tag{9}$$

unde x_1 și y_1 sînt coordonatele unui punct M de pe traiectorie.

Fie d distanța cu care se construiește curba echidistantă. Proiecțiile segmentului d, măsurată pe normală, pe direcțiile Ox și Oy (fig. 10) vor fi:

$$\left.\begin{aligned} dx &= \pm d\frac{1}{\sqrt{1+\left|\frac{f_1'(t)}{f_2'(t)}\right|}} \\ dy &= \pm d\frac{\frac{f_1'(t)}{f_2'(t)}}{\sqrt{1+\left|\frac{f_1'(t)}{f_2'(t)}\right|^2}} \end{aligned}\right\} \tag{10}$$

Cele două semne corespund celor două sensuri de măsurare ale lui d, deci pentru unul dintre semne se obține curba echidistantă exterioară, iar pentru cealaltă curba echidistantă interioară. Cu acestea, ecuația curbei

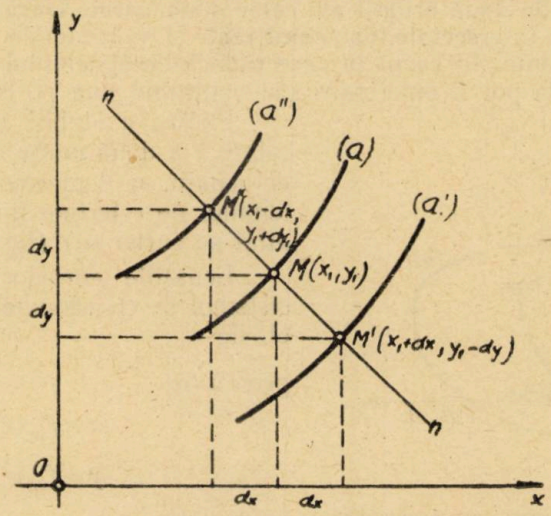


Fig. 10. Corelația dintre punctele de pe o curbă și echidistanțele acesteia.

echidistante la o traiectorie (a) dată, se va putea scrie sub formă parametrică :

$$x=f_1(t)\pm\sqrt{\frac{1}{1+\left[\frac{f_1'(t)}{f_2'(t)}\right]^2}}\cdot d; \qquad y=f_2(t)\pm\sqrt{\frac{\left[\frac{f_1'(t)}{f_2'(t)}\right]^2}{1+\left[\frac{f_1'(t)}{f_2'(t)}\right]^2}}\cdot d. \qquad (11)$$

Cele două semne corespund celor două curbe echidistante care se pot trasa (a') și (a'').

3.3. Determinarea poziției relative în plan a două curbe închise

Două curbe închise în plan pot avea 3 poziții relative : exterioare (a), una conținînd pe cealaltă (b), intersectate sau tangente (c) (fig. 11).

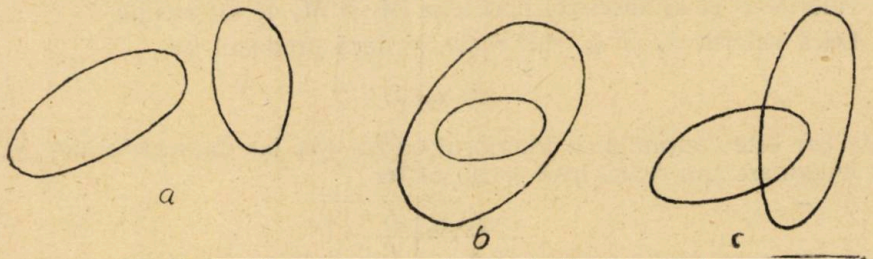


Fig. 11. Pozițiile relative a două curbe închise într-un plan.

Pentru a cerceta poziția relativă a două curbe închise de gradul 2, date prin ecuațiile lor parametrice, se cercetează dacă ele au puncte comune sau nu. Punctele comune vor avea coordonatele rezultate ca rădăcini din rezolvarea sistemului de două ecuații ale celor două curbe. Dacă rădăcinile sînt reale, curbele sînt intersectate, dacă sînt reale și se confundă cel puțin două, curbele sînt tangente. În cazul în care rădăcinile sistemului de ecuații sînt imaginare, curbele pot fi exterioare sau conținînd una pe cealaltă.

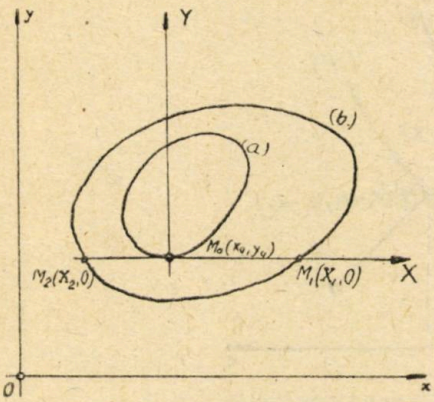


Fig. 12. Determinarea poziției relative în plan a două curbe închise.

Pentru a stabili analitic poziția relativă a două curbe date sub formă de ecuații, se deplasează originea sistemului de referințe într-un punct M_0 aflat pe curba (a) (fig. 12).

Ecuațiile curbelor (a) și (b) în sistemul de coordonate cu originea în O, fie

pentru (a)

$$\left.\begin{aligned} x&=f_{1a}(t)\\ y&=f_{2a}(t)\end{aligned}\right\} \tag{11}$$

pentru (b)

$$\left.\begin{aligned} x&=f_{1b}(t)\\ y&=f_{2b}(t)\end{aligned}\right\} \tag{12}$$

Ecuațiile aceleași curbe, cu originea în M_0

$$\left.\begin{aligned} x&=f_{1a}(t)+x_0\\ y&=f_{2a}(t)+y_0\end{aligned}\right\} \tag{13}$$

$$\left.\begin{aligned} x&=f_{1b}(t)+x_0\\ y&=f_{2b}(t)+y_0\end{aligned}\right\} \tag{14}$$

Se intersectează curba b cu dreapta $y=0$. Pentru asta, din ecuația

$$y=f_{2b}(t)+y_0=0$$

se determină valorile t_1 și t_2, care înlocuite în ecuația

$$x=f_{1b}(t)+x_0$$

dau valorile x_1 și x_2 abscisele punctelor M_1 și M_2 de intersecție.

Dacă valorile x_1 și x_2, sînt reale, și dacă produsul lor

$$x_1 \cdot x_2 < 0 \tag{15}$$

curba (a) este conținută în interiorul curbei (b) iar dacă rădăcinile x_1, x_2 sînt imaginare sau reale, însă produsul lor

$$x_1 \cdot x_2 > 0 \tag{16}$$

cele două curbe sînt exterioare.

3.4. Determinarea limitelor domeniului de mișcare ale direcțiilor de translație

Domeniile de mișcare ale direcțiilor de translație pot să fie limitate de linii drepte sau de contururi mixtilinii.

În cazul în care planul din care face parte direcția de translație are un punct fix, așezat pe direcția de translație (spre exemplu, cazul unei manivele oscilante), domeniul de mișcare este limitat de două drepte concurente (fig. 13).

Ecuațiile limitelor domeniului „D_x" vor fi în acest caz:

$$\left.\begin{aligned}(y-y_A)&=m_1(x-x_A)\\(y-y_A)&-m_2(x+x_A)\end{aligned}\right\}$$

În cazul cînd direcția de translație are o mișcare plană oarecare, limitele domeniului de mișcare vor fi înfășurătoarele pozițiilor direcției de translație. Fie aceste poziții indicate prin valorile parametrului t.

Ecuația fascicolului de drepte-poziții ale direcției de translație va avea forma:

$$f(x, y, t)=0 \qquad (17)$$

Ecuația înfășurătoarei (înfășurătoarelor) fascicolei de drepte se obține prin eliminarea parametrului t dintre ecuațiile sistemului (18).

$$\left.\begin{aligned}&f(x,\ y,\ t)=0\\&\frac{\partial f(x, y, t)}{\partial t}=0\end{aligned}\right\} \qquad (18)$$

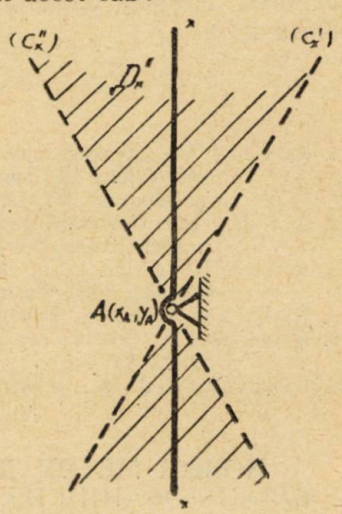


Fig. 13. Domeniul de mișcare a unei direcții de translație cu un punct fix.

obținîndu-se în final, o expresie de forma (19)

$$f_1(x, y)=0 \qquad (19)$$

De obicei, fascicolul de drepte-poziții ale direcției de translație admite mai multe înfășurătoare. Domeniul de mișcare va fi atunci delimitat de porțiuni ale acestor curbe.

4. CONCLUZII

Metodele expuse în prezenta lucrare permit proiectantului mecanismelor cu bare articulate să se orienteze rapid, de la început în privința condițiilor de mișcare ale mecanismului proiectat.

La proiectarea unor asemenea mecanisme, se aleg în mod obișnuit un număr mare de parametri în mod arbitrar (de obicei, pozițiile unor anumite puncte). În această alegere, cunoașterea prealabilă a unor domenii în care se pot găsi aceste puncte (domenii determinate din condițiile evitării blocării) poate simplifica mult munca proiectantului.

In lucrare se arată că blocarea geometrică nu este decît un caz particular al blocării datorită forțelor de frecare (pentru coeficient de frecare $f=0$), ceea ce conferă metodelor de verificare elaborate un caracter unitar.

De asemenea, se elaborează sistematica calculului pentru varianta analitică a metodei de verificare propuse.

Din analiza metodelor de verificare, se constată că ele sînt simple pentru grupele cinematice de clasa II-a, în special cînd aceste grupe se leagă de grupa cinematică de clasa I-a și mai complicate pentru grupele cinematice de clasa III-a, ajungînd să fie nepractice pentru cazul cînd se studiază evitarea blocării datorită forțelor de frecare la grupe cinematice de clasa III-a.

BIBLIOGRAFIE

1. Kovacs Fr., O nouă metodă pentru verificarea evitării blocării datorite dimensiunilor elementelor ale mecanismelor plane cu bare articulate proiectate. Bul. Științ. și tehnic al IPT, Timișcara, vol. special, Tom 9, 1964.
2. Alt H., Der Übertragungswinkel und seine Bedeutung für das Konstruiren periodischen Getriebe-Werkstadtstechnik 26 (1932).
3. Artobolevschi I. I., *Teoria mecanismelor și mașinilor* (trad. din l. rusă), Ed. Tehnică 1955, București.
4. Kolcin I. Movin, *Teoria mehanismov i mașin*, Sudprom, Leningrad 1962.
5. Kovacs Fr., Horovitz B., *Teoria mecanismelor și mașinilor*, Litografia Inv. Timișoara 1958.
6. Lichtenheld W., *Konstruktionslehre der Getriebe*, Akademieverlag, Berlin 1961.

НОВИЙ МЕТОД ДЛЯ ПРОВЕРКИ ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ БЛОКИРОВАНИЯ ИЗ-ЗА СИЛ ТРЕНИЯ ПЛОСКО-РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

(РЕЗЮМЕ)

В работе даются аналитические и графические методы для проверки возможностей избегать блокирование проектируемых плоско-рычажных механизмов, из за сил трения.

Демонтрируется, при этом, что существует возможность разработать унитарный метод, потому что геометрическая блокировка может быть рассмотрена как частный случай блокирования из-за сил трения.

EINE NEUE METHODE ZUR PRÜFUNG DES VORBEUGENS DER KLEMMUNGEN INFOLGE DER REIBUNGEN EBENER STANGENGETRIEBE

(ZUSAMMENFASSUNG)

Es werden graphische und analytische Methoden ausgearbeitet um festzustellen, ob die konstruierten Getriebe Reibungs Klemmstellen aufweisen.

Es wird bewiesen, dass die Methode einheitlich ist, weil die „Geometrische" Klemmung ein Sonderfall der Reibung- Klemmung ist.

NOUA METODĂ PENTRU MĂSURAREA PROFILELOR EVOLVENTICE ALE FLANCURILOR DINȚILOR ROȚILOR DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPȚI *

DE

FR. KOVÁCS, L. BAGIU, I. SPOREA

INTRODUCERE

Prin măsurarea profilelor evolventice ale flancurilor dinților roților dințate, se înțelege determinarea abaterii profilului față de evolventa teoretică corespunzătoare danturii respective. Această abatere se caracterizează numeric prin distanța măsurată pe normala comună între două evolvente teoretice, care cuprind în zona dintre ele, toate punctele profilului real (fig. 1) (vezi STAS 6732-60).

Această măsurare trebuie să se execute în toate întreprinderile în cadrul cărora se fabrică roți dințate, măcar periodic, date fiind urmările deosebit de grave pe care le au erorile mari de profil asupra funcționării angrenajelor.

Măsurarea profilelor evolvente se face în mod obișnuit cu evolventmetre. Aceste aparate se bazează pe principiul generării evolventei prin rostogolirea unei drepte pe un cerc. Ele trasează o diagramă, o curbă transformată a profilului — care, în cazul cînd profilul măsurat coincide cu evolventa teoretică, este o linie dreaptă. Abaterile diagramei obținute cu ajutorul aparatului față de linia dreaptă indică abaterea profilului față de cel teoretic.

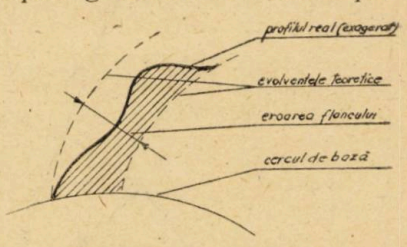


Fig. 1. Eroarea flancului.

Evolventmetrele simple necesită ca piese șablon, cilindrii prelucrați exact la diametrul de bază al roții de măsurat, ceea ce constituie o complicație în cazul cînd se necesită măsurarea mai multor roți dințate de dimensiuni diferite și este o sursă importantă de erori sistematice la măsurare.

---

* Comunicată la Sesiunea Centrului de cercetări tehnice a Bazei Acad. Tmș. iunie 1964.

Evolventmetrele complexe au „cerc de bază ideal" un mecanism de conducere circulară, ele sînt aparate scumpe.

Măsurarea profilelor evolventice necesită deci un aparat de măsură suplimentar netransportabil.

În cadrul laboratorului de toleranțe și măsurători tehnice a Institutului Politehnic Timișoara, s-au făcut cercetări privind măsurarea evolventei cu mijloace de măsurat universale.

În prezenta lucrare, se expune o nouă metodă pentru măsurarea profilelor evolventice la roți dințate cilindrice cu dinți drepți cu ajutorul aparatului Zeiss pentru măsurarea roților dințate.

2. UNELE PROPRIETAȚI GEOMETRICE ALE EVOLVENTEI

Se consideră evolventa unui cerc de bază pe rază R_b (fig. 2).

Coordonatele unui punct curent M al evolventei, într-un sistem de axe rectangulare xoy cu originea în centrul cercului, ales în așa fel, încît axa Oy să fie tangentă la evolventă în punctul B, aflat pe cercul de bază, sînt

$$x = R_b(\sin\varphi - \varphi\cos\varphi)$$
$$y = R_b(\cos\varphi + \varphi\sin\varphi)$$

unde φ este unghiul ascuțit format de normala în punctul M la profil cu axa Ox. Aceste relații constituie ecuațiile parametrice ale evolventei. Din relațiile de mai sus se obține :

$$X = \frac{x}{R_b} = \sin\varphi - \varphi\cos\varphi$$
$$Y = \frac{y}{R_b} = \cos\varphi + \varphi\sin\varphi \qquad (1)$$

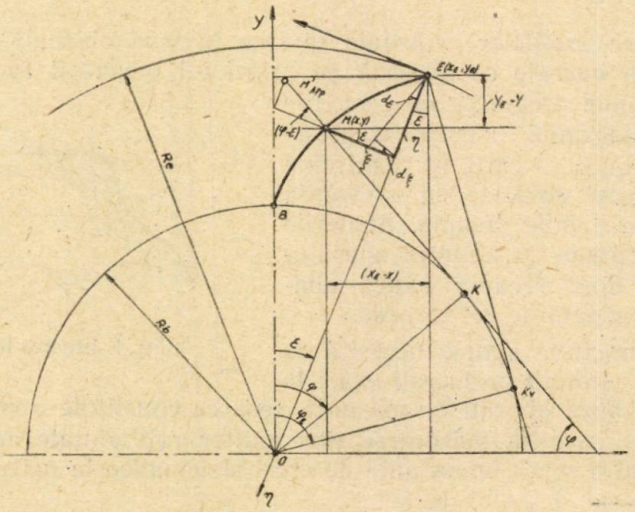


Fig. 2. Coordonatele unui punct curent al evolventei.

Valorile X, Y sînt invariante în raport cu dimensiunile roților dințate. Astfel, relațiile (1) exprimă asemănarea geometrică a tuturor evolventelor posibile. Tabelul 1 cuprinde coordonatele invariante ale punctului curent al evolventei, în funcție de parametrul φ.

Tabelul 1

Coordonatele parametrice invariante ale evolventei

φ în grade	φ în radiani	$\frac{1}{\cos\varphi}$	X	Y
0,00	0,00	1,000	0,000	1,000
2,86	0,05	1,00125	0,00003	1,00125
5,73	0,10	1,005	0,00033	1,00498
8,59	0,15	1,01136	0,00114	1,01117
11,46	0,2	1,0203	0,00267	1,01977
14,32	0,25	1,0321	0,00552	1,03071
17,19	0,30	1,0467	0,00892	1,04394
20,05	0,35	1,0645	0,0173	1,05937
22,92	0,40	1,0857	0,02102	1,07685
25,73	0,45	1,1105	0,02997	1,09615
28,65	0,50	1,1333	0,03063	1,11728
31,51	0,55	1,1659	0,05379	1,13992
34,38	0,60	1,2034	0,06944	1,16414
37,24	0,65	1,2467	0,08779	1,18948
40,11	0,70	1,2965	0,10882	1,21584

Se consideră un al doilea sistem de axe rectangulare $\xi E\eta$ cu originea în punctul $E(X_E, Y_E)$ de pe evolventă și rotit cu unghiul $(\pi-\varepsilon)$ în sensul trigonometric în raport cu sistemul de axe xOy. Deoarece axa E trece prin O,

$$\varepsilon = \text{inv. arc cos}\frac{R_b}{R_e} \tag{2}$$

unde R_e este distanța de la O la E.

În sistemul de axe $\xi E\eta$, coordonatele punctului curent M vor fi, exprimate în funcție de coordonatele x și y

$$\begin{aligned}\xi &= Y\sin\varepsilon - X\cos\xi\\ \eta &= R_e - X\sin\xi - Y\cos\xi\end{aligned} \tag{3}$$

Coordonatele x și y, exprimate în funcție de ξ și η sînt:

$$\begin{aligned}x &= x_E - \xi\cos\varepsilon - \eta\sin\varepsilon\\ y &= y_E + \xi\sin\varepsilon - \eta\cos\varepsilon\end{aligned} \tag{3'}$$

în coordonatele invariante

$$\begin{aligned}X &= \frac{x}{R_b} = \frac{x_E}{R_B} - \frac{(\xi\cos\varepsilon+\eta\sin\varepsilon)}{R_b} = \frac{R_e}{R_b}\sin\varepsilon - \frac{(\xi\cos\varepsilon+\eta\sin\varepsilon)}{R_b}\\ Y &= \frac{y}{R_b} = \frac{y_E}{R_b} + \frac{(\xi\sin\varepsilon-\eta\cos\varepsilon)}{R_b} = \frac{R_e}{R_b}\cos\varepsilon + \frac{(\xi\sin\varepsilon+\eta\cos\varepsilon)}{R_b}\end{aligned} \tag{3''}$$

Fie M' un punct așezat la distanța A_{fp} de punctul M pe direcția normală de profil. Coordonatele punctului M' vor fi, în sistemul XoY invariant

$$X' = X + \frac{A_{fp1}}{K_b} \cos \varphi$$
$$Y' = Y + \frac{A_{fp1}}{K_b} \sin \varphi \tag{4}$$

iar în sistemul $\xi E \eta$,

$$\xi' = \xi + A_{fp1} \cos(\varphi - \varepsilon)$$
$$\eta' = \eta - A_{fp1} \sin(\varphi - \varepsilon). \tag{4'}$$

Se presupune că înclinația axei $E\eta$ variază cu unghiul elementar $d\varepsilon$. O asemenea variație va avea ca rezultat modificarea coordonatelor x și y cu cantitățile

$$dx = (\xi \sin \varepsilon - \eta \cos \varepsilon)\, d\varepsilon = (y - y_E)\, d\varepsilon$$
$$dy = (\xi \cos \varepsilon + \eta \sin \varepsilon)\, d\varepsilon = -(x - x_E)\, d\varepsilon \tag{5}$$

iar a coordonatelor invariante, cu :

$$dX = \frac{y - y_E}{R_b} d\varepsilon = \left(y - \frac{R_e}{R_b} \cos \varepsilon\right) d\varepsilon$$
$$dY = \frac{-(x - x_E)}{R_b} d\varepsilon = -\left(x - \frac{R_e}{R_b} \sin \varepsilon\right) d\varepsilon. \tag{5'}$$

O asemenea variație a unghiului, duce și la modificarea coordonatei ξ, cu

$$d\xi = -\eta d\varepsilon. \tag{6}$$

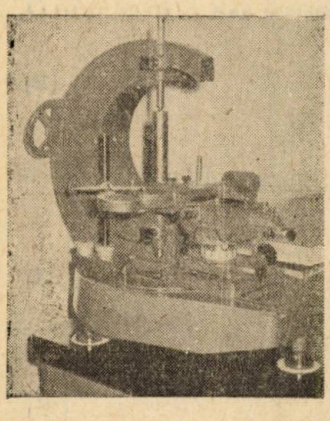


Fig. 3. Aparatul de măsurat roți dințate Zeiss.

3. PRINCIPIUL DE MĂSURARE

3.1. Aparatul

S-au folosit pentru efectuarea măsurătorilor, aparatul de măsurat roți dințate Zeiss tip universal (fig. 3).

S-au adoptat la aparat două comparatoare C_1 și C_2 de precizie 1/1 000 pentru înregistrarea mărimii deplasărilor radiale și transversale ale saniei de măsură S și un al 3-lea comparator C_3, de aceeași precizie care indică poziția roții dințate de măsurat, palpînd pe suprafața flancului unuia dintre dinți.

Măsurarea se face prin contactul dintre palpatorul P și flancul dintelui măsurat. Palpatorul P este montat pe o tijă care acționează asupra comparatorului C_2. Palpatorul p este prevăzut cu o sferă de diametru $d = 0{,}5$ mm, care vine în contact cu suprafața dintelui. Roata dințată de măsurat se fixează pe o mandrină în formă de arbore, care la rîndul ei se strînge între două vîrfuri, în poziție verticală.

3.2. Determinarea punctului origine a măsurătorilor

Această operație trebuie efectuată înaintea fiecărei măsurători pe un dinte. Ea constă din două faze: aducerea centrului sferei de măsură pe o direcție paralelă cu direcția de translație radială a saniei S și totodată radială față de roata de măsurat și așezarea și fixarea roții astfel încît sfera de măsură să palpeze în vîrful dintelui, deci într-un punct pe linia de intersecție dintre suprafața planului dintelui și suprafața cilindrului de vîrf al danturii.

Pentru efectuarea primei faze a operației, se aduce în contact sfera palpatorului cu suprafața cilindrică a vîrfului dintelui. Roata dințată de

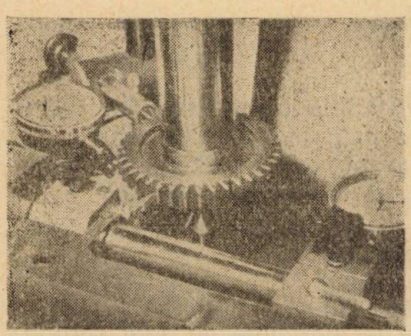


Fig. 4. Determinarea originei măsurătorilor (faza 1).

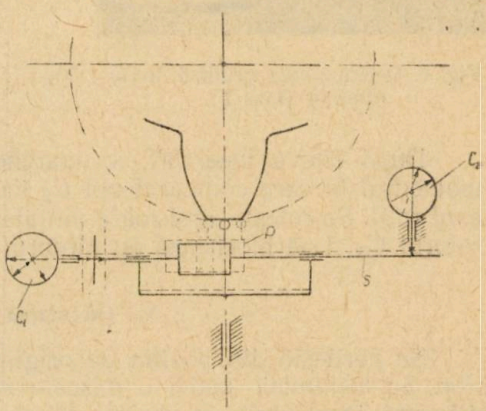


Fig. 5. Determinarea originei măsuratorilor (faza 1).

măsurat se poate roti liber pe mandrina-suport. Se dă o deplasare mică tangențială saniei S. Sfera palpatorului P antrenează în mișcarea de rotație roata măsurată, primind totodată împreună cu sania S și o deplasare radială, fiind menținută în contact cu roata prin intermediul unui resort, care acționează asupra saniei S. Sania S se va găsi la distanța maximă de axul roții dințate, în momentul în care paralela la direcția de translație radială a saniei care trece prin centrul sferei de măsură, trece și prin axul roții dințate. Pentru a aduce sania în această poziție se repetă de cîteva ori deplasarea tangențială a ei, urmărind care este indicația maximă dată de comparatorul C_2. Se duce apoi sania în poziția corespunzătoare acestei indicații și se blochează mișcarea tangențială a ei.

Pentru efectuarea celei de a doua faze a operației, se rotește roata dințată de măsurat. În momentul în care contactul dintre sferă și dintele roții va trece de pe suprafața cilindrului de vîrf pe suprafața flancului dintelui, comparatorul C_2 va indica o apropiere a saniei de măsură S de axul roții.

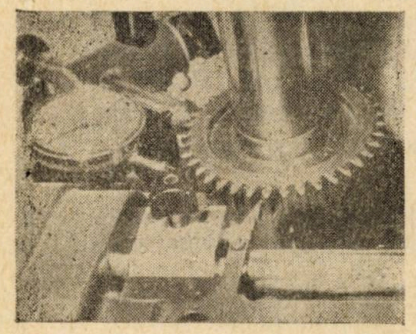


Fig. 6. Determinarea originei măsurătorilor (faza 2).

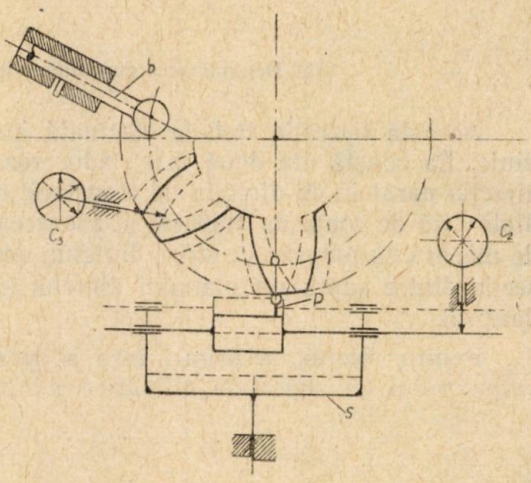


Fig. 7. Determinarea originei măsurătorilor (faza 2).

După cîteva încercări, se marchează indicația comparatorului C_3, în momentul în care comparatorul C_2 începe să indice apropierea saniei S de axul roții. Se rotește apoi roata dințată în această poziție indicată de comparatorul C_3 și se blochează cu ajutorul dispozitivului tip baionetă b.

3.3. Executarea măsurătorilor

Se pornește din poziția de origine a măsurătorilor, determinată anterior. Se comunică saniei o mișcare radială de apropiere de axul roții de măsurat. Deplasările în această direcție vor fi măsurate de comparatorul C_2. Centrul sferei palpatorului se va deplasa pe o curbă echidistantă față de profilul dintelui măsurat. Deci, indicația comparatorului C_2 la un moment dat dă valoarea coordonatei η a punctului de contact dintre sfera palpatorului și planul dintelui. Sfera palpatorului suferă o împingere laterală din partea flancului dintelui. Datorită acestei împingeri palpatorul se va deplasa spre stînga, tangențial față de roată comprimînd resortul care apasă permanent sfera de flancul dintelui. Deplasarea palpatorului pe o direcție tangențială față de roată va fi măsurată de comparatorul C_1. Indicația comparatorului C_1 la un moment dat dă valoarea coordonatei ξ a punctului de contact dintre sfera palpatorului și flancul dintelui.

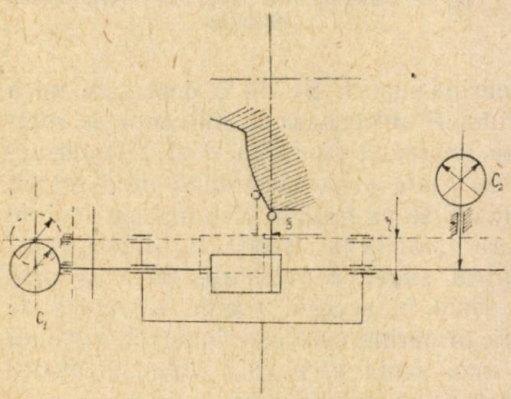


Fig. 8. Schema executării măsurătorilor.

Se urmărește cu ajutorul palpatorului, suprafața flancului dintelui de la vîrf spre bază, notîndu-se o serie de perechi de valori ξ, η, indicate de comparatoarele C_1 și C_2. Aceste perechi de valori reprezintă coordonatele succesive ale punctului curent care parcurge profilul real al flancului dintelui, aflat în planul de mișcare a centrului sferei de măsură a palpatorului. Cu ajutorul relațiilor (3″) se calculează coordonatele invariante ale punctului curent pentru fiecare poziție. Valorile obținute se compară cu valorile teoretice, calculate cu ajutorul relației (1). Fie X' abscisa invariantă a punctului curent real și X, a punctului curent teoretic, pentru aceeași ordonată invariantă Y. Cu ajutorul relației (4), se poate calcula atunci abaterea profilului flancului față de evolventa teoretică în punctul respectiv.

$$A_{fp1} = \frac{X' - X}{\cos \varphi_y} R_b \tag{7}$$

unde φ_y este parametrul pentru coordonata Y considerată (tabelul 1).

Se calculează valorile A_{fp1} pentru toate perechile de coordonate X, Y stabilite. Fie $(A_{fp1})'$, valoarea maximă pozitivă $(A_{fp1})''$ valoarea maximă negativă obținută. Eroarea flancului va fi atunci:

$$A_{fp} = (A_{fp1})' - (A_{fp1})''. \tag{8}$$

Eroarea flancului se poate determina din măsurătorile efectuate cu o bună precizie și în modul următor. Se consideră profilul măsurat pe un dinte (deci seria de perechi de valori ξ, η determinate) drept profil de referință. Fie ξ', abscisa punctului curent măsurată la ordonata η pentru dintele următor, și ξ, abscisa de referință pentru aceeași ordonată. Pe baza relațiilor (4′), abaterea profilului flancului față de evolventa de referință (cea a primului dinte măsurat), în punctul respectiv, va fi atunci:

$$A_{fp1} = \frac{\xi' - \xi}{\cos(\varphi - \xi)}. \tag{9}$$

Unghiul $(\varphi - \varepsilon)$ variază pentru roata dințată cu $z = 14$ dinți între limitele $29° 45'$ și $-5°$ deci $\frac{1}{\cos(\varphi - \varepsilon)}$ variază între limitele 1,15111 și 1. Punînd $\frac{1}{\cos(\varphi - \varepsilon)} \approx 1$ se obține:

$$A_{fp1} \approx \xi' - \xi \tag{9'}$$

ceea ce ne permite stabilirea abaterii profilului flancului cu o eroare relativă de $\delta' A_{fp} = 1 - \frac{1}{\cos(\varphi - \varepsilon)}$. Eroarea flancului se calculează cu relația (8).

3.4. Precizia măsurătorilor executate

Erorile de măsurare sistematice, datorită aparatului și metodei de măsurare sînt următoarele:

a) Eroarea datorită erorii de perpendicularitate a ghidajelor aparatului fiind de clasa de precizie $C_p = 0{,}02$ va cauza o eroare de unghi a poziției axei de măsurare $E\eta$ de

$$\Delta\varepsilon_a \approx \operatorname{tg} \Delta\varepsilon_a = C_p = \frac{0{,}2}{100} \text{ radiani.} \tag{10}$$

b) La determinarea poziției saniei de măsură, în așa mod încît dreapta ce trece prin centrul sferei de măsură și este paralelă cu ghidajul direcției de deplasare radială a saniei să treacă prin axul roții, se poate face o eroare de citire de 0,0005 mm la comparatorul C_1. Acestei erori de citire îi va corespunde o eroare de unghi a poziției axei de măsurare $E\eta$ de

$$\Delta\varepsilon_b = \frac{0{,}0005}{K_e} \text{ radiani} \tag{11}$$

c) La determinarea poziției roții dințate de măsurat în așa mod, încît sfera de măsură să palpeze în vîrful dintelui, la citirea comparatorului C_3, se poate face o eroare de citire de 0,0005 mm. Acestei erori de citire îi va corespunde o eroare de unghi a poziției axei de măsurare $E\eta$ de :

$$\Delta\varepsilon_c = \frac{0{,}0005}{K_e} \text{ radiani} \tag{12}$$

Mărimea maximă posibilă a erorii de unghi a poziției axei de măsurare $E\eta$, va fi :

$$\Delta\varepsilon = \Delta\varepsilon_a + \Delta\varepsilon_b + \Delta\varepsilon_c = \frac{1}{K_e}(R_e \cdot c_p + 0{,}001). \tag{13}$$

Valoarea măsurată a abaterii profilului flancului față de evolventa teoretică într-un punct va fi influențată de această eroare, cu cantitatea (vezi relațiile 5′ și 7)

$$\Delta A_{fp1} = \frac{\Delta X}{\cos\varphi_y} R_b = \frac{Y - \sin\varepsilon}{\cos\varphi_y} R'_b \Delta\varepsilon . \tag{14}$$

Eroarea relativă a măsurării abaterii profilului flancului va fi :

$$\delta A_{fp} = \frac{\Delta A_{fp1}}{A_{fp1}} = \frac{Y - \sin\varepsilon}{X' - X} \Delta\varepsilon . \tag{15}$$

Dacă se determină abaterea profilului flancului față de profilul de referință măsurat inițial, valoarea acesteia va fi influențată de eroarea poziției axului de măsurare, cu cantitatea (vezi 6 și 9′)

$$\Delta A_{fp1} = \Delta\xi = -\eta\Delta\varepsilon \tag{16}$$

Eroarea relativă a măsurării abaterii profilului va fi în acest caz

$$\delta A_{fp} = \frac{\Delta A_{fp1}}{A_{fp1}} = \frac{-\eta\Delta\varepsilon}{\xi' - \xi} . \tag{17}$$

4. APLICAȚIE

S-au executat măsurători la o roată dințată cilindrică cu dinți drepți cu :

$z = 38$
$m = 2{,}5$ mm
$B = 15$ mm

În prima fază s-a determinat o serie de perechi de valori ξ, η pentru un flanc de dinte. Măsurătoarea s-a repetat de trei ori admițîndu-se ca valori efective ale coordonatelor mediile aritmetice ale măsurătorilor. Eroarea medie patratică maximă a măsurătorilor a fost $m_{max}=0{,}0015$ mm iar eroarea medie patratică maximă a mediei aritmetice a fost $M_{max}=0{,}0026$ mm. Cu ajutorul datelor obținute s-au calculat valorile X', Y', A_{fp1}, A_{fp}, datele fiind cuprinse în tabelul 2.

În același tabel sînt cuprinse și erorile de măsurare absolute ΔA_{fp1} și relative δA_{fp}. Calculele s-au făcut, știind că eroarea unghiulară a poziției axei de măsurare $E\eta$ este :

$$\Delta\varepsilon=\frac{1}{R_e}(R_e\cdot c_p+0{,}001)=\frac{1}{50}\left(50\cdot\frac{0{,}2}{100}+0{,}001\right)=0{,}00202$$

Tabelul 2

Eroarea flancului dintelui, determinată prin comparație cu profilul teoretic de referință

η în mm	ξ în mm	X'	Y'	$X'-X$	A_{fp_1}	A_{fp}	ΔA_{fp}	δA_{fp}
0,1	0,141	0,04081	1,11039	0,00935	0,04784		0,001967	0,00196
0,4	0,356	0,035729	1,10341	0,00547	0,02821		0,002765	0,0051
0,7	0,487	0,03253	1,09681	0,0026225	0 01359	0,07045+	0,00347	0,0178
1,0	0,619	0,029306	1,09021	−0,000501	−0,002497	0,03242=	0,002997	0,12
1,3	0,736	0,026425	1,08351	−0,003196	−0,01593	0,10287	0,004693	0,023
1,6	0,852	0,02356	1,07701	0,002537	0,01230		0,0042	0,0341
1,9	0,972	0,02061	1,07051	−0,000288	−0,001403		0 00485	0,345
2,2	1,085	0,01779	1,06401	−0,00298	−0,01461		0,005533	0,0378
2,5	1,192	0,01515	1,05701	−0,00211	−0,010049		0,006042	0,0601
2,8	1,295	0,01258	1,05001	−0,00457	−0,02190		0,006757	0,0308
3,1	1,396	0,01006	1,04401	−0,00694	−0,03242		0,007148	0,018
3,4	1,488	0,00773	1,03701	0,001498	0,07045		0,007858	0,01115
3,7	1,576	0,00549	1,03051	0,00741	0,03414		0,0083	0,0243
4,0	1,659	0,00336	1,01701	0,000697	0,03463		0,0103	0,29
4,3	1,742	0,00126	1,01101	0,0001206	0,0005427		0,0099	0,181
4,6	1,815	−0,00063	1,00401	0,0003203	0,01438		0,01048	0,72
4,9	1,884	−0,00246	0,99701	0,00023803	0,01068		0,0111	0,103

În faza următoare s-a determinat o altă serie de valori pentru un alt flanc de dinte. Măsurătorile s-au făcut astfel, încît ordonatele și pentru cele două flancuri să fie egale. Măsurătorile s-au repetat și în acest caz de trei ori, admițîndu-se ca valori efective ale coordonatelor, mediile aritmetice ale măsurătorilor. Eroarea medie patratică maximă a măsurătorilor a fost $m_{max}=0{,}0017$ iar eroarea medie patratică maximă a mediei aritmetice a fost $M_{max}=0{,}0021$. Cu ajutorul datelor obținute, s-au calculat valorile A_{fp1}, A_{fp}, ΔA_{fp} și δA_{fp}, cuprinse în tabelul 3.

Tabelul 3

Eroarea flancului dintelui, determinată prin comparație cu un profil real de referință

η'	ξ'	A_{fp_1}	A_{fp}	ΔA_{fp}	δA_{fp}
0,1	0 147	+0,006		−0,000201	−0,0335
0,4	0,350	+0,004		−0,000804	−2,001
0,7	0,49	+0,003		−0,001407	−4,069
1,0	0,519	−0,1		−0,0020	+0,0201
1,3	0,647	−0,083		−0,002613	+0,0936
1,6	0,770	−0,082		−0,003216	+0,0392
1,9	0,887	−0,085		−0,003819	+0,04493
2,2	1,000	−0,086		−0,004422	+0,05142
2,5	1,112	−0,030		−0,005025	+0 05281
2,8	1,214	−0,031	0,093+	−0,005628	+0,05948
3,1	1,312	−0,034	0,005=	−0,005231	+0,07417
3,4	1,408	−0,08	0,099	−0,005834	+0,08542
3,7	1,493	−0,033		−0 007437	+0,0396
4,0	1,577	−0,032		−0,00804	+0,09805
4,3	1,658	−0,034		−0,008643	+1,0031
4,6	1,726	−0,089		−0,009246	+1,1039
4,9	1,795	−0,035		−0,009349	+1,0159
5,2	1,85	−0,082		−0,010452	+1,0274
5,5	1,916	−0,0330		−0,011055	+1,019
5,8	1,972	−0,091		−0 011658	+1,0281
6,1	2,023	−0,089		−0,012261	+1,0378
6,4	2,086	−0,083		−0,012864	+1,055
6,6	2,135	−0,062		−0,013266	+2,014

5. CONCLUZII

Metoda descrisă permite efectuarea măsurării evolventei la roți dințate cilindrice cu dinți drepți, clasele de precizie 3—12, fără a necesita utilaj special. Prin folosirea celei de a doua variante a metodei, folosind unul dintre profilele danturii reale drept profil de referință, determinarea erorii flancului dintelui se face aproape tot așa de repede ca și cu evolventmetrul.

Pe baza principiului descris se pot construi și evolventmetre simple portabile.

BIBLIOGRAFIE

1. Kovacs Fr., Dreuceanu A., Bagiu L., Sporea I., Unele concluzii privind măsurarea roților dințate cu profil evolventic fabricate la uzinele „Înfrățirea" Oradea. Buletin Științific și Tehnic al IPT, 1961.
2. Ružicka F., *Măsurarea roților dințate,* traducere din limba cehă, Editura Tehnică 1959 București.
3. Szeniczei L., *Az általános fogazás,* Müszaki tankönyv Kiadó 1955 Budapest.

НОВЫЙ МЕТОД ИЗМЕРЕНИЯ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ПРОФИЛЕЙ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС С ПРЯМЫМИ ЗУБЬЯМИ.

(РЕЗЮМЕ)

В работе устанавливается новый метод для измерения эвольвентных профилей зубьев цилиндрических зубчатых колес с прямыми зубьями из классов точности 3—12, используя прибор для измерения зубчатых колес Цаисс (Zeiss).

В заключении предлагается конструирование нового портативного аппарата по установленному принципу работы.

EINE NEUE METHODE FÜR DIE EVOLVENTEN-PROFILMESSUNG DER ZAHNFLANKEN DER GERADVERZAHNTEN STIRNRÄDER

(ZUSAMMENFASSUNG)

Es wird im Rahmen der Arbeit eine neue Methode für Evolventen-Profilmessungen an geradverzahnten Stirnräder, (Präzisionsklasse 3—12), mittels eines Zeiss Universal-Messgerät, ausgearbeitet.

Vorgeschlagen wird auch ein tragbares Messgerät nach demselben Prinzip.

ÎNCERCĂRI ÎN VEDEREA STABILIRII INFLUENȚEI SOLICITĂRII LA ÎNCOVOIERE A DINTELUI ASUPRA FENOMENULUI DE PITTING, LA ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPȚI

DE

FR. KOVÁCS, B. HOROVITZ, A. MÜLLER, M. CRUDU, D. PERJU, I. MICȘA

1. INTRODUCERE

Cauza principală a ieșirii din uz a angrenajelor din oțel este distrugerea suprafeței flancurilor dinților datorită solicitării de contact. Cel mai frecvent caz de distrugere a suprafeței flancurilor dinților este fenomenul de ciupire (pitting). Acest lucru a determinat studierea lui aprofundată în literatura tehnică de specialitate. În lucrările [1], [2], [3], [4], [5], [6], s-a dezvoltat pe baze experimentale, o teorie a producerii fenomenului de pitting, care dă o explicație majorității problemelor privind mecanismul apariției și dezvoltărilor ciupiturilor și poziția lor pe flancul dinților, factorii care influențează desfășurarea fenomenului, măsurile care trebuiesc luate pentru evitarea distrugerii prin pitting a flancurilor dinților.

În lucrările [7] și [8], s-a emis ipoteza că printre factorii care influențează desfășurarea fenomenului de ciupire, este și solicitarea la încovoiere a dintelui. În lucrarea [8], se preconizează o nouă metodă de calcul a roților la solicitarea de contact, considerîndu-se solicitarea de încovoiere alternantă a materialului din zona de formare a ciupiturilor, ca factor hotărîtor pentru formarea microfisurilor și apoi a ciupiturilor.

În prezenta lucrare, se dezvoltă mai departe această idee, pe baza unor date experimentale.

S-a urmărit experimental, influența solicitării de încovoiere a dinților asupra fenomenului de ciupire, păstrîndu-se neschimbate celelalte condiții de funcționare ale angrenajului.

2. DESCRIEREA INSTALAȚIEI FOLOSITE PENTRU EFECTUAREA ÎNCERCĂRILOR

Încercările au fost efectuate cu standul de încercat roți dințate SR-IPT 1, funcționînd în circuit închis. În figurile 1 și 2 sînt redate fotografii ale acestui stand, iar în figura 3, schema de principiu.

Sistemul de torsionare *7* constă dintr-o mufă îmbinată prin caneluri drepte cu semiarborele *6* și caneluri înclinate, cu semiarborele *5*. Momentul de torsiune se măsoară electrotensometric, cu ajutorul a 4 traductori rezistivi.

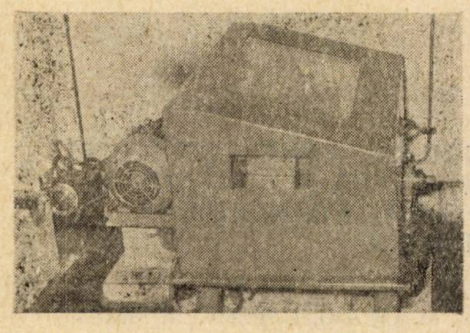


Fig. 1. Vederea de ansamblu al standului SR-IPT1.

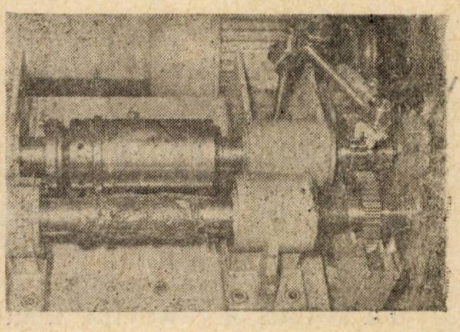


Fig. 2. Vedere a angrenajului încercat.

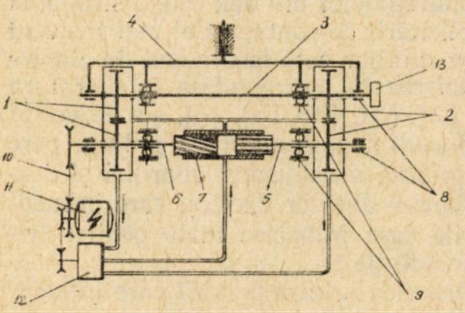


Fig. 3. Schema de principiu a standului SR-IPT1.

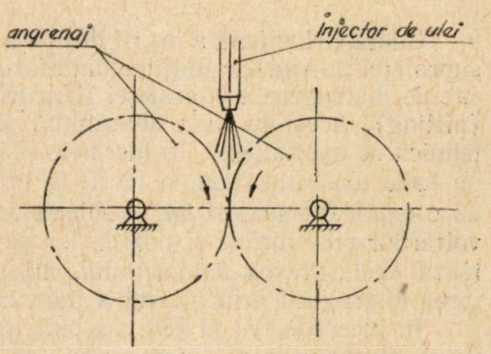


Fig. 4. Schema ungerii angrenajului încercat.

Standul permite o modificare a distanței între axele angrenajelor încercate între limitele 100—250 mm. Instalația este prevăzută cu o pompă centrală de ulei *12*, ce asigură circulația lubrifiantului, ungerea angrenajelor făcîndu-se prin injectare de ulei după schema din figura 4.

Contorul de ture *13*, fixat pe arborele *3* servește la înregistrarea numărului de cicluri de solicitare efectuate de angrenaje.

3. DESCRIEREA EXPERIENȚELOR

Au fost încercate epruvete-roți dințate cu dimensiunile indicate în tabelul 1, confecționate din OLC 45.

Toate roțile epruvetă s-au executat din semifabricate prelucrate din aceeași bară, iar danturarea s-a executat prin mortezare prin rulare, la

aceeași mașină unealtă. Nu s-a efectuat tratament termic la nici o roată încercată și danturile nu au fost rectificate. Duritatea materialului roților dințate a variat între limitele HB=214—221.

Tabelul 1

$z=39$	$\xi=0$
$m=3$ mm $B=25$ mm	$\alpha_0=20°$ $\varphi_0=1$ $w_0=0,25$

Pentru punerea în evidență a influenței solicitării la încovoiere a danturii, s-a executat o „slăbire" a dinților unor roți dințate, îndepărtîndu-se un flanc de dinte prin frezare cu freză disc, micșorînd astfel grosimea dinților unei roți cu aceeași cantitate. În urma acestei operații, dinții unora din epruvete au putut angrena rotindu-se numai într-un sens (cu angrenare pe flancul inițial intact), păstrîndu-se neschimbată față de roțile obișnuite, forma geometrică a flancului în angrenare, deci legea de variație a presiunii pe flancul dintelui și legea de variație a alunecărilor specifice a flancurilor. În schimb, în dinții astfel slăbiți, va apare o solicitare de încovoiere mărită față de valorile obișnuite.

În tabelul 2 sînt cuprinse datele privind „slăbirea" dinților epruvetelor.

Tabelul 2

Roata nr.	Grosimea dintelui pe cercul de divizare—Sd_{mm}	Efortul unitar normal maxim zona polului, pentru $\sigma_0=46,5$ kgf/cm² σ
6	3,1—3,18	1,03
2	3,18—3,24	0,99
7	4,05—4,13	0,48
8	4,71—4,711	0,30

În timpul încercărilor în angrenajul *1* (fig. 3), au fost montate majoritatea epruvetelor cu dantura „slăbită" ca roți conduse, roata conducătoare fiind cu dantură obișnuită. Roata epruvetă cu dantura slăbită nr. 5 a fost montată ca roată motoare în angrenaj, conlucrînd cu o roată condusă cu dantura obișnuită (neslăbită).

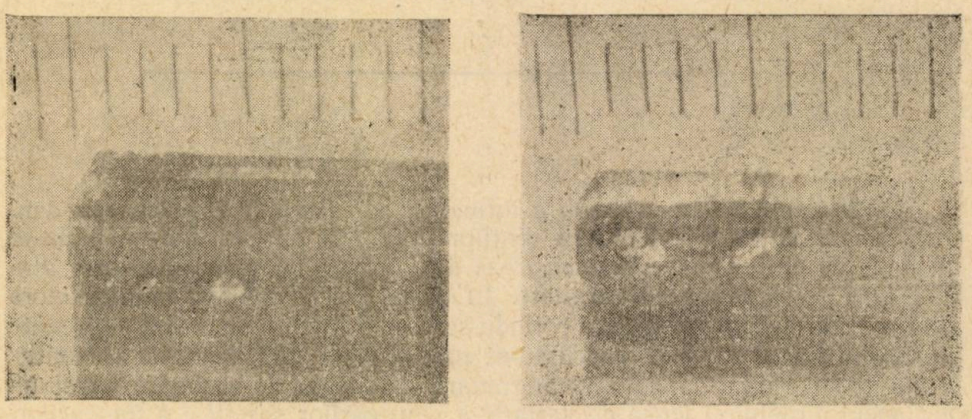
La toate încercările, raportul de transmitere al angrenajului a fost $i=1$ și gradul de acoperire $\varepsilon=1,694$.

Încărcarea angrenajului încercat s-a făcut cu o presiune în polul angrenării de $\sigma_0=46,5$ kgf/cm², corespunzînd la 0,22 HB (limita de rezistență la pitting a oțelului fiind de $\sigma_{0_a}=0,2$ HB).

Mărimea încărcării s-a măsurat cu o eroare relativă de 4%.

Încărcării de mai sus i-a corespuns o forță pe dinte în momentul intrării și ieșirii din angrenare de $F=154$ kgf, eforturile unitare normale maxime în zona polului, avînd mărimile indicate în tabelul 2.

Turaţia arborelui *3* a fost de $n = 1\,000$ rot/min, puterea transmisă echivalentă $P = 11{,}85$ kW. Ungerea angrenajului s-a făcut cu ulei 413. În timpul funcţionării, temperatura uleiului s-a menţinut la valoarea de aproximativ 20°.



a *b*

Fig. 5. Epruvete scoase din uz prin apariţia pittingului progresiv :
a — dinţi normali; *b* — dinţi slăbiţi.

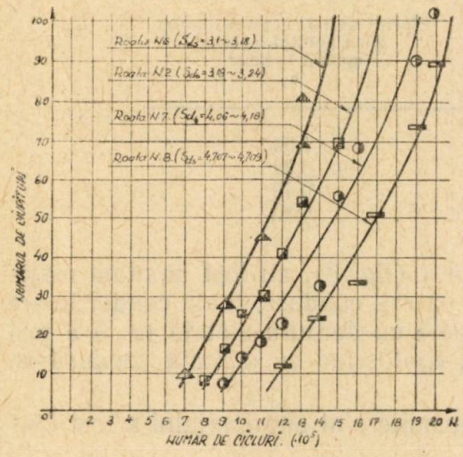


Fig. 6. Variaţia numărului de ciupituri pe toate flancurile dinţilor roţilor dinţate, în funcţie de numărul ciclurilor de solicitare.

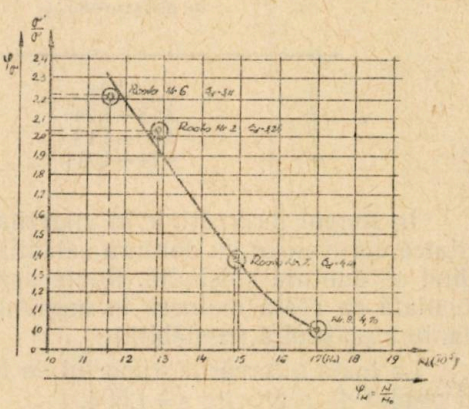


Fig. 7. Raportul φ_σ şi factorul de formă φ_N în funcţie de numărul de cicluri de solicitare pentru care a apărut fenomenul de pitting.

În timpul încercării, după fiecare 10^5 cicluri de solicitare s-a oprit standul, s-au cercetat flancurile de dinţi care au lucrat şi s-au înregistrat ciupiturile apărute. S-a verificat totodată la fiecare oprire şi încărcarea rea-

lizată în sistemul cu circuit închis. Pentru toate epruvetele, regimul de porniri și opriri a fost menținut neschimbat.

În figura 5 sînt redate fotografiile a două epruvete, una cu dantura slăbită și una cu dantura normală, după $2{,}1 \cdot 10^6$ cicluri de solicitare.

În figura 6 s-a reprezentat variația numărului total de ciupituri în funcție de numărul ciclurilor de solicitare, pentru diferite epruvete încercate.

Admițînd că la apariția a 50 ciupituri pe toți dinții epruvetelor, fenomenul de pitting progresiv s-a produs cu certitudine, în diagrama din figura 7, s-a reprezentat raportul dintre eforturile unitare normale maxime în zona polului, în dintele slăbit și cel obișnuit, pentru care apare pitting progresiv, în funcție de numărul ciclurilor de solicitare, pentru cazul cînd roata cu dantura slăbită este cea condusă.

4. INTERPRETAREA REZULTATELOR

Pe baza experiențelor efectuate, se poate trage concluzia că mărimea solicitării de încovoiere care apare în dinte în timpul angrenării, influențează rezistența la solicitarea de contact a flancurilor dinților. Această influențare se produce atît pe calea sugerată de lucrarea [8] prin apariția mai rapidă a microfisurilor, ca urmare a oboselii mai accentuate a materialului stratului superficial al flancului dintelui, cauzate de modificarea caracterului ciclului de solicitare o dată cu modificarea solicitării de încovoiere, cît și pe o altă cale, legată de însuși procesul formării ciupiturilor. Astfel, încovoierea dintelui roții dințate conduse contribuie la „desfacerea" microfisurilor flancului și facilitează adîncirea ei cît și pătrunderea în microfisură a uleiului (fig. 8), ceea ce grăbește formarea ciupiturilor la dinții acestei roți.

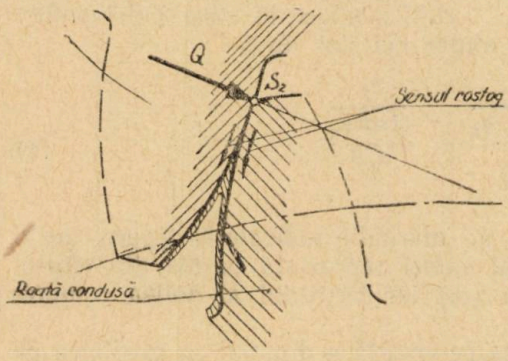


Fig. 8. Schema angrenării dintelui roții conduse.

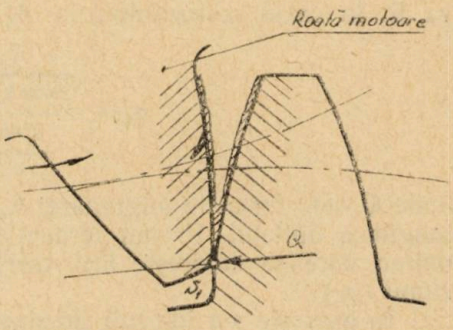


Fig. 9. Schema angrenării dintelui roții motoare.

Influența încovoierii pe această cale asupra fenomenului de pitting este mult redus la roțile dințate motoare, din cauza sensului contrar al microfisurilor pe baza dintelui.

Acest lucru explică de ce la aceeași solicitare de încovoiere în zona polilor, pittingul a apărut mai repede pe o epruvetă montată ca roată condusă decît pe cea montată ca roată motoare (raportul de transmitere a fost mereu același, $i=1$).

5. CONSIDERAȚIUNI ASUPRA MODULUI DE FOLOSIRE A DATELOR OBȚINUTE, LA DIMENSIONAREA ANGRENAJELOR

Solicitarea de încovoiere în timpul angrenării în zona liniei polilor este determinată în ultima instanță pe lîngă forța de angrenare de forma geometrică a dintelui, după cum solicitarea de contact prin presiunea pe flanc, cît și datorită forțelor de frecare sînt determinate tot de această formă.

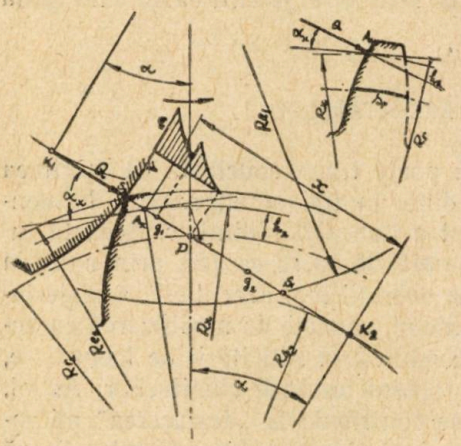


Fig. 10. Schema angrenării angrenajului încercat.

Dacă pentru mărimea solicitării de contact va fi hotărîtoare, mărimea razei de curbură a profilului flancului dinților, solicitarea de încovoiere va depinde de grosimea dintelui, de înălțimea capului dintelui, cît și de unele caracteristici ale angrenajului în care funcționează roata dințată. În figura 10 este redată schema angrenării angrenajului în componența căruia a intrat epruveta 2.

Efortul unitar normal în stratul superficial al flancului dintelui roții conduse în zona liniei polilor va fi, în cazul contactului în A_x dintre cei doi dinți

$$\sigma_x = \frac{\overbrace{Q\cos\alpha_x \cdot h_x}^{\sigma_i}}{\frac{s_r^2 \cdot B}{6}} - \frac{\overbrace{Q\sin\alpha_x}^{\sigma_c}}{s_r B} \qquad (1)$$

unde Q este forța de angrenare, h_x, s_r mărimile indicate în figură, iar B lungimea dintelui. Primul termen al sumei reprezintă partea din efortul unitar, care se datorește încovoierii (σ_i) iar termenul al doilea compresiunii (σ_c).

În expresie s-a înlocuit grosimea pe coardă a dintelui cu grosimea pe cercul de rostogolire S_r, ceea ce produce o eroare neglijabilă.

Cum

$$h_x = R_x - R_r$$

și

$$R_r = \sqrt{R_b^2 + x^2}$$

unde R_r este raza cercului de rulare, R_b raza cercului de bază, R_x raza cercului ce trece prin punctul de contact momentan, pentru contactul care se face într-un punct oarecare de pe linia de angrenare A_x distanțat cu cantitatea x de punctul K_2 expresia efortului unitar în stratul superficial va fi:

$$\sigma_x = q\left[\frac{\frac{(R_x - R_r)\cos\alpha_x}{s_r^2}}{6} - \frac{\sin\alpha_x}{s_r}\right] \tag{2}$$

unde $q=\frac{Q}{B}$, încărcarea pe unitatea de lungime a dintelui, $s_r=\left(\frac{sd}{R_d}+\text{inv.}\,\alpha-\right.$ $\left.-\text{inv.}\,\alpha_0\right)R_r$, — grosimea dintelui pe cercul de rostogolire, sd — grosimea dintelui pe cercul de divizare, α — unghiul de angrenare, α_0 — unghiul de înclinare a flancurilor dintelui de cremalieră de referință, α_x — unghiul de presiune în punctul de contact $\left(\cos\alpha_x=\frac{R_b}{R_x}\right)$.

Pentru angrenajul încercat, $\alpha=\alpha_0=20°$, $R_r=R_d-\frac{1}{2}m^2$, $m=3$ mm, $z=39$.

În figura 10 s-a reprezentat diagrama de variație a efortului unitar σ în funcție de poziția punctului de contact pe linia de angrenare (distanța x).

Pentru intervalul $x=\sqrt{R_e^2-R_b^2}$, $x=\sqrt{R_e^2-R_b^2}-(\varepsilon-1)\pi\,.\,m\,.\cos\alpha_0$ (S_2G_1) angrenarea este dublă, iar pe intervalul $x=\sqrt{R_e^2-R_b^2}-(\varepsilon-1)\pi\,.\,m\,.$ $.\cos\alpha$, $x=\sqrt{R_r^2-R_b^2}$ (G_1P) singulară, ε fiind gradul de acoperire.

În primul interval, s-a considerat forța de angrenare

$$Q=\frac{M_t}{2R_b} \tag{3}$$

iar a doilea

$$Q=\frac{M_t}{R_b} \tag{3'}$$

ținînd seama de o repartiție teoretic egală a forței pe dinții în angrenare.

Pentru cazul în care

$$3(R_e-R_r)\cos\alpha_e - S_a\sin\alpha_e < 6(R_x-R_r)\cos\alpha_{xG} - S_r\sin\alpha_{xG} \tag{4}$$

efortul unitar normal maxim în zona polului are loc la contactul în punctul G_1 de începere a angrenării singulare.

R_e este raza cercului de vîrf al roții dințate, α_e, unghiul de presiune în cazul în care contactul se face într-un punct de acest cerc R_{xG} este raza cercului care trece prin punctul de începere a angrenării singulare G_1, α_{xG}, unghiul de presiune în acest punct. Avem

$$R_{xG}=\sqrt{\left\{\sqrt{R_e^2-R_b^2}-[(\varepsilon-1)\pi\cdot m\cdot\cos\alpha_0]\right\}^2+R_b^2}\,.$$

Se admite că influenţa efortului de încovoiere a stratului superficial al dinţilor în zona liniei polilor este proporţională cu valoarea maximă a efortului unitar normal în această zonă.

Pentru o roată dinţată făcînd parte dintr-un angrenaj zero, acest efort va avea valoarea

$$\sigma = q \left[\frac{(R_x - R_r)\cos\alpha_x}{\frac{s_d^2}{6}} - \frac{\sin\alpha_x}{s_d} \right].$$

Pentru o roată dinţată de acelaşi modul şi număr de dinţi, însă cu alte caracteristici geometrice, funcţionînd într-un angrenaj oarecare, efortul unitar normal în dinte, în zona liniei polilor va avea valoarea

$$\sigma' = q \left[\frac{(R'_x - R_r)\cos\alpha'_x}{\frac{s_r^2}{6}} - \frac{\sin\alpha'_x}{s_r} \right].$$

În aceste expresii R_x şi R'_x sînt razele cercurilor care trec prin punctele de pe linia de angrenare, pentru care se realizează efortul unitar maxim în zona polilor, iar α_x şi α'_x unghiurile de presiune în aceste puncte.

Raportul eforturilor unitare normale în zona polului, care apar la un dinte al unei roţi dinţate făcînd parte dintr-un angrenaj zero şi la dintele unei roţi dinţate de acelaşi modul şi număr de dinţi făcînd parte dintr-un angrenaj oarecare, la aceeaşi încărcare şi lăţime de dinte, va depinde doar de datele geometrice ale angrenajului, caracterizate prin factorul de formă φ_0.

$$\varphi_0 = \frac{\sigma'}{\sigma} = \frac{6(R'_x - R_r) - s_r \cdot \operatorname{tg}\alpha'_x}{6(R_x - R_d) - s_d \cdot \operatorname{tg}\alpha_x} \cdot \frac{s_d^2}{s_r^2} \qquad (5)$$

Pentru angrenajul încercat, s-a stabilit o corespondenţă dintre factorul de formă φ_0 şi numărul de cicluri de solicitări la care a apărut fenomenul de pitting pentru încărcarea care dă o presiune pe flanc în zona polului de $\sigma_0 = 46{,}5$ kgf/cm² corespondenţa redată în diagrama din figura 6.

Cu ajutorul unei asemenea diagrame, se determină factorul de corecţie φ_N cu care trebuie înmulţit numărul de cicluri N_0 pentru care apare fenomenul de pitting la o roată dinţată care face parte dintr-un angrenaj zero, pentru a obţine numărul de cicluri N la care apare acest fenomen, la o roată dinţată cu acelaşi număr de dinţi, funcţionînd cu aceeaşi încărcare însă avînd forma geometrică a dintelui modificată.

$$N = \varphi_N \cdot N_0 \qquad (6)$$

6. CONCLUZII

Pe baza experienţelor efectuate, s-a dovedit experimental că încovoierea dintelui influenţează şi accelerează procesul de formare de ciupituri şi s-a precizat modul cum se accelerează acest fenomen datorită încovoierii dintelui.

Cum efortul unitar normal în stratul superficial al flancului dintelui este dependent de forma geometrică a dintelui, rezultatele obținute indică o nouă cale pentru cercetarea mai completă a influenței geometriei danturii asupra durabilității flancurilor de dinți.

Totodată cercetările în această direcție deschid posibilități noi de mărire a capacității portante a dintelui la ciupire prin mărirea rezistenței dintelui de încovoiere.

BIBLIOGRAFIE

1. Turbin S. K., *Incercarea roților dințate cilindrice la solicitarea de contact.* Mașghiz, 1960, Moscova.
2. Way St., Cum să reducem oboseala superficială. Revista Machine Design Vol. II 1939.
3. Cameron A., Teoria ungerii roților dințate și a formării ciupiturilor „Zahnräder, Zahnradgetriebe", Braunschweig, 1955.
4. Niemann G., Formarea filmului de ungere, pierderea de putere și limita de defectare. Revista VDI vol. 97—1955.
5. D. Dudley, H. Winter, *Roți dințate,* Springer, 1961 — Berlin.
6. Petruşevici A., *Roți dințate.* Capitol al lucrării „Organe de mașini" sub redacția lui N. S. Acerkan, Mașghiz, 1953 — Moscova.
7. Krakînovski L. M., Asupra calculului de rezistență al roților dințate Revista „Vestnic Mașinostroenia" nr. 3/1953 — Moscova.
8. Horovitz B., Cu privire la calculul roților dințate. Revista Metalurgia și construcția de mașini, Februarie 1960 — București.

ИСПЫТАНИЯ В ВИДУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВЛИЯНИЯ ИЗГИБА ЗУБА НА СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ КОНТАКТНОЙ УСТАЛОСТИ В ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ

(РЕЗЮМЕ)

В работе даны результаты и интерпретация результатов серии испытаний на сопротивление при контактной усталости зубьев зубчатых передач. Данная работа, илюстрирующая результаты испытаний зубчатых передач, является первой работой оппубликованной в стране, в технической литературе по специальности.

В данной работе исследуется влияние усилия изгиба в зубе на сопротивление при контактной усталости. Благодаря проведенным опытам было впервые обнаружено это влияние, как с качественной, так и с количественной точки зрения. В работе дается объяснение механизма данного влияния. Указывается расчетный метод, при помощи которого можно учесть это влияние.

VERSUCHE ÜBER DEN EINFLUSS DER BIEGEBEANSPRUCHUNG DES ZAHNES AUF DIE PITTING-BILDUNG BEI STIRNRÄDER MIT GERADEN ZÄHNEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Es werden die Ergebnisse die auf dem Stand SR-IPT 1 durchgeführten Versuche dargelegt, über ein Getriebe mit $z_1=z_2=39$, $m=3$ mm, $B=25$ mm aus OLC45, um den Einfluss der Biegebeanspruchung des Zahnes auf die Pitting-Bildung zu veranschaulichen.

In Wirklichkeit wird der zusätzliche Einfluss der geometrischen Form des Zahnes gezeigt, der mittels der Biegebeanspruchung wirkt.

Man stellt einen neuen Formfaktor fest, der diesen Einfluss beachten soll.

INFLUENȚA MATERIALULUI SCULEI ASUPRA CARACTERISTICILOR TEHNOLOGICE LA PRELUCRAREA CU SCINTEI ELECTRICE A ORIFICIILOR PROFILATE ÎN OȚELUL C120

DE

AL. NICHICI, I. VEGA

1. MODUL DE PUNERE A PROBLEMEI

În literatura de specialitate problema influenței materialului sculei asupra caracteristicilor tehnologice ale prelucrării cu scîntei electrice este abordată sub diferite aspecte.

Într-o primă categorie pot fi grupate lucrările cu caracter fundamental, care își propun deducerea pe cale teoretică a unor criterii de apreciere a stabilității la eroziune electrică a electrozilor în funcție de parametrii descărcării electrice sub formă de impuls și proprietățile fizico-mecanice ale materialelor electrozilor.

Astfel, după B. N. Zolotih [2] stabilitatea la eroziune electrică este direct proporțională cu temperatura de topire și căldura specifică medie a materialului electrodului.

După părerea lui N. V. Afanasiev [3] stabilitatea la eroziune electrică este determinată de căldura latentă specifică de vaporizare. Cu cît aceasta are o valoare mai mare, cu atît stabilitatea este mai ridicată.

Pentru domeniul de energii ale impulsului $0{,}6<W<20$ Joule, A. S. Zingerman [4] introduce pentru caracterizarea stabilității relative la eroziune electrică coeficientul :

$$D=c_m \cdot \gamma \cdot \lambda \cdot T_t^2 \qquad (1.1.)$$

unde c_m, γ, λ, T_t sînt respectiv căldura specifică medie, greutatea specifică, coeficientul de transmitere al căldurii și temperatura de topire a materialului electrodului.

La parametrii dați ai impulsului, eroziunea volumetrică a electrodului va fi cu atît mai mică cu cît D va fi mai mare.

O a doua categorie de lucrări din literatura de specialitate își propune generalizarea unor rezultate experimentale obținute în condiții particulare de prelucrare.

Astfel, în [5] K. Albinski arată că stabilitatea la eroziune cu scîntei electrice este direct proporțională cu căldura specifică, cu coeficientul de transmitere a căldurii și cu temperatura de topire și invers proporțională cu rezistivitatea electrică a materialului electrodului.

Ca rezultat al unei necesități de generalizare greșit înțelese în unele lucrări [6] uzura electrodului sculă este tratată ca o proprietate absolută a materialului acestuia, independentă de condițiile caracteristice ale prelucrării, iar specificul materialului prelucrat este minimalizat.

În situația de mai sus cînd cercetările teoretice dau rezultate contradictorii, iar datele experimentale nu sînt interpretate întotdeauna în mod riguros și consecvent, sarcina tehnologului specializat în prelucrarea metalelor cu scîntei electrice este destul de dificilă.

Stabilirea unei metodologii științifice de determinare pe cale experimentală a tehnologiei de prelucrare — inclusiv criteriile pentru alegerea materialului sculei — și aplicarea acesteia în cazurile cele mai frecvente ale prelucrării cu scîntei electrice se impune în acest fel ca o sarcină de cea mai mare actualitate.

2. CONDIȚII DE EXPERIMENTARE ȘI REZULTATE

Pentru studierea influenței materialului sculei asupra caracteristicilor tehnologice la prelucrarea cu scîntei electrice a orificiilor profilate în oțelul C120 s-au folosit electrozi sculă de formă dreptunghiulară cu secțiune de 20×10 mm, confecționați din cupru electrolitic, aluminiu, alamă Am58 și fontă cenușie Fc18.

Principalele proprietăți fizico-mecanice ale materialelor electrozilor sînt indicate în tabelul 2.1.

Tabelul 2.1

Material	H_B kg/mm²	γ g/cm³	ϱ_{el} μΩ cm	λ $\frac{cal}{mh\,°C}$	C $\frac{cal}{g°C}$	T_t °C	T_v °C	l_l $\frac{cal}{g}$	l_v $\frac{cal}{g}$
Cupru	40	8,9	1,59	330	0,093	1 083	2 086	50,6	1 238
Alamă	80	8,6	7,0	80	0,091	900			
Aluminiu	20	2,7	2,52	175	0,236	660	1 800	79,6	2 500
Fontă	200	7,18	95	50	0,129	1 280		65	

Cu acești electrozi s-au executat orificii străpunse în plăci din oțel C120 netratat cu grosimea $h=8$ mm (fig. 2.1).

Compoziția chimică a oțelului C120, utilizat pe o scară largă la confecționarea sculelor nedeformabile și foarte rezistente la uzură pentru deformare plastică și așchiere, este redată în tabelul 2.2.

Tabelul 2.2.

Compus	C	Mn	Si	Cr
%	1,8÷2,2	max. 0,3	max. 0,3	11—13%

Experimentarea s-a realizat pe o instalație de prelucrare cu scîntei electrice de tip VJK3 (R.S.C.) în regimuri de degroșare întrucît la acestea se îndepărtează cantitatea cea mai mare de material și prin urmare problema stabilității la eroziune a materialului sculei are o importanță deosebită. Principalele caracteristici ale instalației de prelucrare sînt indicate în tabelul 2.3.

Caracteristicile regimurilor de prelucare sînt redate în tabelul 2.4.

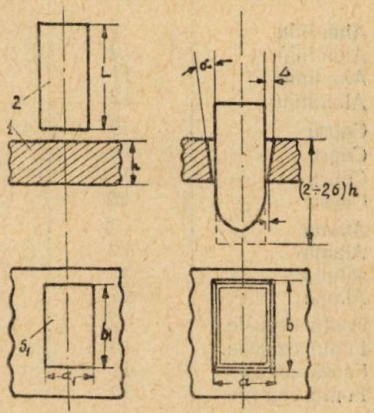


Fig. 2.1. Executarea orificiilor străpunse:

1 — piesă; *2* — electrod sculă; *h* — grosimea piesei de prelucrat; a_1, b_1, l_1 — dimensiunile electrodului sculă; *a*, *b*, *S* — dimensiunea respectiv suprafața orificiului executat; Δ, o — jocuri laterale maxim respectiv minim; α — conicitatea longitudinală a orificiului.

Tabelul 2.3.

Puterea nominală kW	Tensinnea redresată V	Tensiune de lucru V	Tipul generatorului impulsuri	Tipul regulatorului de avans	Productivitatea maximă mm³/min.
5,5	170 și 260	120 și 170	RC—L	Electromotor de avans cu comandă electronică	350

Tabelul 2.4.

Treaptă de lucru	C μF	R Ω	W Joule	f_{max} kHz	$P_{m\,max}$ W	Tensiunea de lucru nominală V	Curent de lucru nominal A
9	90	18,5	0,72	0,43	313	120	6,4
10	90	18,5	1,72	0,43	746	170	9,8
11	500	7,2	4,0	0,2	800	120	16
12	500	7,2	9,52	0,2	1 900	170	25

În tabelul 2.5 sînt indicate valorile mărimilor ce caracterizează modificările din stratul de suprafață ale materialului prelucrat.

Tabelul 2.5.

Materialul electrodului sculă	Regim de lucru			Strat superficial		
	Treapta de lucru	U_{lucru} V	P_m W	alb	modificat	fisuri
Aluminiu	9	110	275	17,1	104	—
Aluminiu	10	180	530	27	278	—
Aluminiu	11	110	850	36,9	—	34,6
Aluminiu	12	180	1 670	41,5	—	28
Cupru	9	110	275	23	102	27,8
Cupru	10	180	530	40	694	416
Cupru	11	110	850	45	—	555
Cupru	12	180	1 670	48,4	—	48,4
Alama	9	110	275	9,2	—	—
Alama	10	180	580	13,8	103	—
Alama	11	110	850	20,8	—	—
Alama	12	180	1 670	26,8	—	69
Fontă cenușie	9	110	275	15	—	—
Fontă cenușie	10	180	530	25	—	13,8
Fontă cenușie	11	110	850	34,6	—	27,8
Fontă cenușie	12	180	1 670	40	—	27,8

Aprecierea modificărilor structurale s-a făcut pe baza unor probe metalografice cuprinzînd suprafețe prelucrate, care au fost analizate la un microscop MIM7 (×200). Ca lichid de lucru s-a folosit petrolul.

3. INTERPRETAREA REZULTATELOR

Drept principale caracteristici tehnologice ale prelucrării cu scîntei electrice sînt considerate:

— prelevarea de material (productivitatea procesului),

— precizia prelucrării (inclusiv uzura electrodului sculă),

— calitatea suprafeței prelucrate (macrogeometria, microgeometria și modificările structurale în straturile de suprafață ale materialului prelucrat).

În ceea ce ne privește le vom trata în ordinea importanței din punct de vedere al influenței materialului electrodului sculă.

3.1. Uzura relativă a electrodului sculă

În figura 3.1. sînt redate curbele de variație a uzurii relative gravimetrice u_g (*a*) și volumetrice u_v (*b*) a electrodului sculă, calculate cu relațiile:

$$u_g = \frac{\Delta g_e}{\Delta G_p} 100 \qquad (3.1.) \qquad u_v = \frac{\Delta v_e}{\Delta V_p} 100 = u_g \frac{\gamma_p}{\gamma_e} \qquad (3.2.)$$

unde:

Δg_e, Δv_e — variația greutății respectiv volumului electrodului sculă în urma prelucrării,

ΔG_p, ΔV_p — variația greutății respectiv volumului piesei în urma prelucrării.

La prelucrarea cu scîntei electrice interesează în primul rînd uzura volumetrică u_v, întrucît ea este direct legată de precizia prelucrării.

Din acest punct de vedere, se constată că la executarea orificiilor profilate în oţelul C 120, cu regimurile indicate, uzura relativă volumetrică cea mai redusă o prezintă electrozii sculă din fontă cenuşie. Urmează în

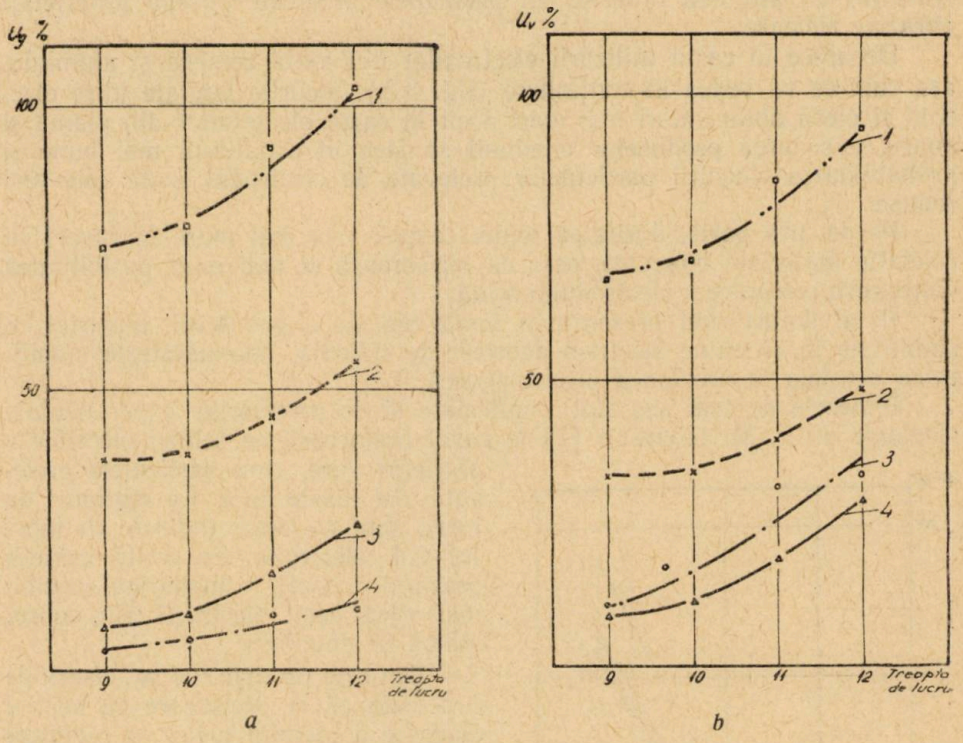


Fig. 3.1. Uzura relativă a electrodului sculă:
a — gravimetrică; *b* — volumetrică; *1* — alamă; *2* — cupru; *3* — fontă cenuşie; *4* — aluminiu.

ordine electrozii din aluminiu, cupru şi alamă. Fonta prezintă o uzură relativă volumetrică de 3÷7 ori mai mică decît alama, de 1,5÷3,5 ori mai mică decît cuprul şi de 1,1÷1,6 ori mai mică decît aluminiul.

Este interesant de remarcat că prin aplicarea criteriului Zingerman ordinea stabilităţii la eroziune a materialelor încercate ar fi: cupru, fontă cenuşie, alamă, aluminiu, în raportul 1 : 0,23 : 0,16 :0,15, iar prin criteriul K. Albinski: cupru, aluminiu, alamă, fontă cenuşie în raportul 1 : 0,5 : : 0,06 : 0,03.

Contradicţiile care apar între criteriile teoretice de apreciere a stabilităţii la eroziune electrică şi rezultatele experimentale în condiţii de prelucrare pot fi explicate în felul următor.

În primul rînd, trebuie remarcat că la deducerea criteriilor indicate [2], [3], [4] s-a pornit de la procesele termice ce au loc în descărcarea

electrică sub formă de scînteie. Prin aceasta ele reprezintă de fapt criterii de apreciere a stabilității la eroziune electrotermică. În condiții de prelucrare uzura electrodului sculă este influențată însă și de factori netermici ca : distrugerea mecanică a suprafeței electrodului în urma loviturilor particulelor de material prelevat și distrugerea mecanică prin fenomenul de cavitație, cu atît mai mult cu cît particulele prelevate posedă proprietăți abrazive ridicate.

Deoarece în cazul utilizării electrozilor din fontă cenușie și aluminiu, așa cum se va vedea în continuare (fig. 3.3.), jocurile laterale între electrod și piesă obțin valori mai mari decît în cazul electrozilor din alamă și cupru, evacuarea produselor eroziunii se face în condițiuni mai bune și probabilitatea ciocnirii particulelor prelevate de electrodul sculă este mai redusă.

Pe de altă parte, duritatea fontei cenușii este mai mare în raport cu celelalte materiale încercate, ceea ce micșorează și mai mult posibilitatea distrugerii mecanice a electrodului sculă.

În al doilea rînd prezența în fonta cenușie a grafitului, material cu stabilitate la eroziune electrică deosebit de ridicată, îmbunătățește stabilitatea acesteia la eroziunea electrotermică.

Ipotezele de mai sus sînt confirmate și de cercetările experimentale efectuate de E. M. Levinson [7] în cazul prelucrării cu scîntei electrice a aliajelor dure, cînd particulele prelevate sînt foarte dure. La regimuri de lucru similare celor indicate în tabelul 2.4, electrozii din fontă cenușie prezintă o uzură volumetrică sensibil mai mică decît electrozii din cupru, alamă și aluminiu.

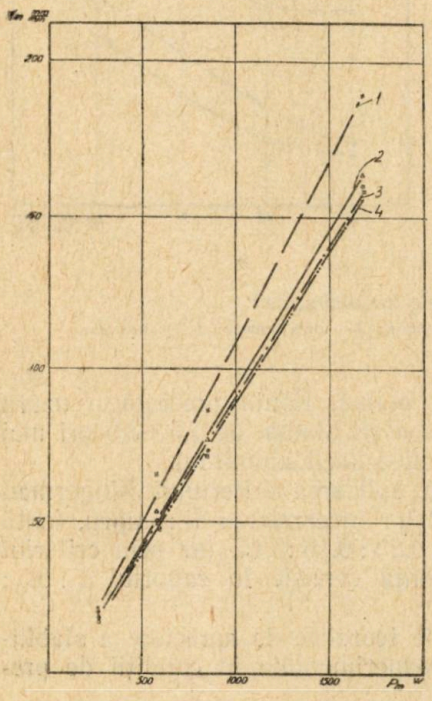


Fig. 3.2. Productivitatea prelucrării :
1 — cupru ; *2* — fontă cenușie ; *3* — aluminiu ; *4* — alamă.

Din cele de mai sus se desprinde concluzia că la prelucrare cu scîntei electrice a oțelului C 120 în regimuri de degroșare materialul optim al electrodului sculă din punctul de vedere al stabilității la eroziune este fonta cenușie.

3.2. Productivitatea prelucrării

Productivitatea prelucrării se exprimă prin cantitatea de material îndepărtat din piesa de prelucrat în unitatea de timp.

În figura 3.2. este reprezentată grafic variația productivității prelucrării orificiilor profilate în oțelul C120 în funcție de materialul electrodului sculă.

Independent de materialul sculei se constată, așa cum era de așteptat [1] o proporționalitate a productivității cu puterea electrică medie introdusă în zona de lucru:

$$V_m = K \cdot W \cdot f = K \cdot P_m \qquad (3.2.)$$

unde: W, f, K, P_m sînt respectiv energia impulsurilor, frecvența impulsurilor, coeficient de proporționalitate și puterea electrică medie a impulsurilor.

Datorită specificului prelucrării cu scîntei electrice, care face ca puterea introdusă să se repartizeze între sculă și piesă în funcție de proprietățile termofizice ale materialelor acestora, se constată experimental o variație a productivității prelucrării și în funcție de materialul electrodului sculă. Astfel, productivitatea cea mai mare corespunde electrozilor confecționați din cupru. Celelalte materiale încercate se plasează din acest punct de vedere într-o gamă foarte strînsă. Diferența maximă de productivitate (cupru-alamă) este de cca. 17%.

3.3. Precizia prelucrării

În cazul prelucrării cu scîntei electrice a orificiilor profilate precizia de execuție este determinată de valoarea jocului lateral dintre electrodul sculă și piesă și de abaterile acestuia față de valoarea medie (fig. 3.3.).

Se constată că jocurile laterale cele mai mari se obțin în cazul folosirii electrozilor din aluminiu și fontă cenușie. Acest fenomen favorizează o uzură scăzută a electrodului sculă și permite străpungerea unor orificii de adîncime mai mare cu o micșorare relativ mai mică a productivității prelucrării. Ultimul aspect este determinat de condițiile mai bune de evacuare a produselor eroziunii în cazul jocurilor laterale mărite.

Una din problemele de bază legate de precizia de prelucrare este stabilitatea procesului de lucru, respectiv posibilitatea reproducerii parametrilor tehnologici. Așa cum au arătat cercetările efectuate instabilitatea procesului determină abateri însemnate ale caracteristicilor tehnologice în jurul valorilor medii.

Jocurilor laterale, de exemplu, le este caracteristică o împrăștiere determinată a valorilor singulare ceea ce a făcut ca reprezentarea lor grafică să se facă sub formă de zone de dimensiuni.

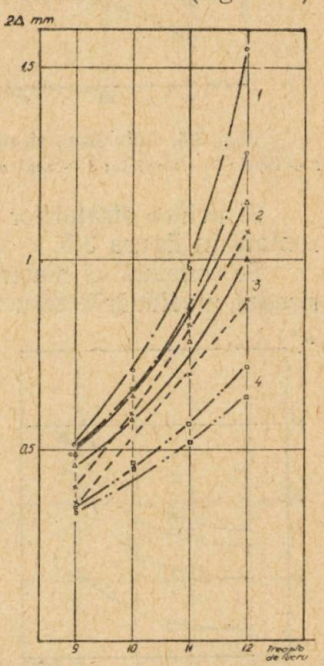


Fig. 3.3. Jocuri laterale între sculă și piesă:
1 — aluminiu; *2* — fontă cenușie; *3* — cupru; *4* — alamă.

3.4. Calitatea suprafețelor prelucrate

Influența materialului sculei se exercită în cea mai mare măsură asupra modificărilor structurale din straturile de suprafață ale materialului prelucrat : adîncimea stratului alb (fig. 3.4.), adîncimea stratului modificat termic, adîncimea de pătrundere a microfisurilor și asupra macrogeometriei orificiilor (în special conicității) și într-o măsură mai mică asupra rugozității suprafețelor prelucrate.

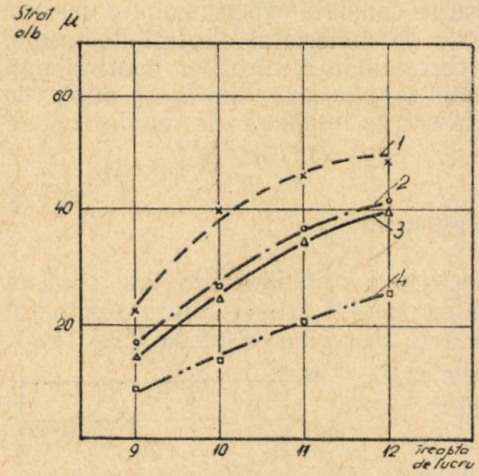


Fig. 3.4. Adîncimea stratului alb :
1 — cupru; *2* — aluminiu; *3* — fontă cenușie; *4* — alamă.

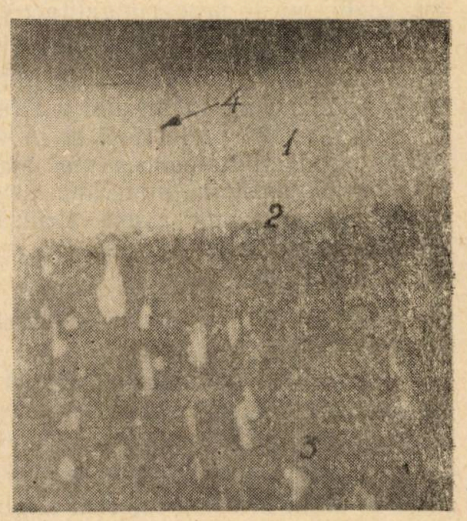


Fig. 3.5. Structura stratului de suprafață al piesei :
1 — strat alb; *2* — strat modificat termic; *3* — material de bază; *4* — microfisură.

Structura straturilor de suprafață (alb și modificat termic) este reprezentată în figura 3.5.

Se constată că materialele cu o mai bună conductibilitate termică favorizează modificările structurale de la suprafața piesei. Cele mai mari valori pentru straturile alb și modificat termic și pentru adîncimea microfisurilor s-au semnalat în cazul utilizării electrozilor sculă din cupru (tabelul 2.5.). Aceasta ne face să nu recomandăm acest material pentru sculele destinate a lucra în regimuri de prelucrare relativ dure.

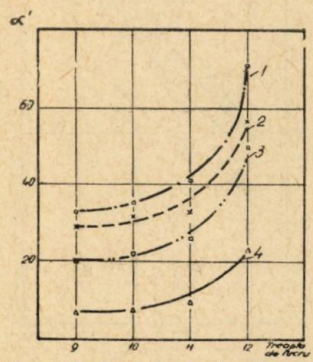


Fig. 3.6. Conicitatea longitudinală a orificiilor :
1 — aluminiu; *2* — cupru; *3* — alamă; *4* — fontă cenușie.

În figura 3.6 s-a reprezentat variația unghiului α (valori medii) de înclinare a suprafețelor laterale ale orificiilor prelucrate în funcție de materialul electrozilor sculă.

Clasa de netezime a suprafețelor prelucrate este ∇ 2 (STAS 5730-1957), valorile mai mari ale rugozității înregistrîndu-se pentru electrozii din cupru și aluminiu, iar cele mai mici pentru electrozii din alamă și fontă cenușie.

4. CONCLUZII

4.1. Influența materialului sculei asupra caracteristicilor tehnologice de prelucrare cu scîntei electrice a orificiilor profilate în oțelul C120, în condițiile studiate se exercită în primul rînd asupra uzurii relative a sculei, jocului lateral între sculă și piesă, modificărilor structurale din straturile de suprafață ale piesei și conicității orificiilor prelucrate.

4.2. La aprecierea stabilității relative la eroziune cu scîntei electrice trebuie să se țină seama și de acțiunea factorilor netermici care pot provoca uzura electrozilor.

4.3. Materialul optim pentru confecționarea electrozilor sculă în cazul prelucrării pieselor din oțel C120 în regimuri de lucru dure este fonta cenușie.

BIBLIOGRAFIE

1. B. R. și N. I. Lazarenko, Tehnologhiceskie harakteristiki elektroiskrovoi obrabotki. Elektroiskrovaia obrabotka metallov. Vîp. 2. Izd. AN SSSR 1960.
2. B. N. Zolotih, *Fiziceskie osnovî elektroiskrovoi obrabotki metallov.* Gostehizdat. Moskva. 1953.
3. N. V. Afanasiev, O sviazî mejdu velicinoi elektriceskoi erozii s fiziceskimi konstantami metallov. BPI. Sbornik naucinîh trudov. Vîp. 49. Izd. AN BSSR. Minsk 1955.
4. A. S. Zingerman, Elektroerozionnîe svoistva metallov. Fizika metallov i metallovedenie. Tom. V. Vîp. 1/13/.1957.
5. K. Albinski, *L'usinage des metaux par electro-erosion.* Dunod. Paris 1960.
6. L. I. Popilov, *Spravocinik po elektriceskim i ultrazvukovim metodam obrabotki materialov.* Mașghiz. Moskva 1963.
7. E. M. Levinson, *Elektroerozionnaia obrabotka metallov.* Lenizdat. 1961.

ВЛИЯНИЕ МАТЕРИАЛА ИНСТРУМЕНТА НА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИ ЭЛЕКТРОИСКРОВОЙ ОБРАБОТКЕ ПРОФИЛЛИРОВАННЫХ ОТВЕРСТИЙ В СТАЛИ С 120 (Н 12)

(РЕЗЮМЕ)

В работе изучается влияние материала электрода инструмента на технологические характеристики при электроискровой обработке профилированных отверстий в стали С 120 (Н 12).

После выявления литературных данных и существующих контрадикций, даются экспериментальные исследования авторов и интерпретируются полученные результаты.

DER EINFLUSS DES WERKZEUGSTOFFES AUF DIE TECHNOLOGISCHEN KENNWERTE BEI ELEKTROFUNKENBEARBEITUNG VON PROFILLÖCHERN IN KOHLENSTOFFSTAHL C120

(ZUSAMMENFASSUNG)

In der vorliegenden Arbeit wird der Einfluss des Elektrodenwerkstoffes auf die technologischen Kennverte bei Elektrofunkenbearbeitung von Profillöcher in Stahl C120 untersucht.

Am Anfang wird die Fachliteratur und die dort auftretenden Widersprüche besprochen, danach die durchgeführten Experimentaluntersuchungen beschrieben und die erhaltenen Ergebnisse ausgewertet.

STUDIUL PROCEDEELOR TEHNOLOGICE DE PRELUCRARE ŞI CONTROL AL CARCASELOR MOTOARELOR ELECTRICE DE TRACŢIUNE, IN VEDEREA IMBUNĂTĂŢIRII PARALELISMULUI INTRE AXE

DE

VL. POPOVICI, N. DANCIU

1. INTRODUCERE

Fabricaţia motoarelor de tracţiune pentru locomotiva diesel electrică şi în mod deosebit prelucrarea carcasei motorului a constituit o problemă de o deosebită complexitate din punct de vedere al prelucrărilor mecanice prin aşchiere.

Fiind de o construcţie specială cu pereţi subţiri şi neuniformi, avînd şi o formă neregulată cu deschideri multiple, carcasa motorului nefiind rigidă este foarte sensibilă la deformări elastice sub acţiunea celor mai neînsemnate forţe exterioare (strîngeri pe dispozitive, fixări, etc.) devenind improprie prelucrărilor, în condiţiunile normale de lucru.

Deficienţele mai importante constatate pe parcurs în timpul uzinării carcasei sînt următoarele :

— deformări elastice la fixarea pe maşină sau dispozitiv ;

— ovalizări exagerate la locaşele pentru scuturi pînă la 0,8 mm ;

— ovalizări şi conicităţi apreciabile la locaşele pentru cuzineţi pînă la 0,5 mm ;

— abateri mari la paralelismul dintre axe, ajungînd pînă la 0,75 mm.

Valoarea abaterii de la paralelism a fost fixată iniţial la 0,13 mm la distanţa de 1 100 mm.

2. FACTORII CARE AFECTEAZĂ PARALELISMUL DINTRE AXE LA MOTORUL ASAMBLAT

In urma studierii desenelor precum şi în baza datelor obţinute la controlul interoperativ al pieselor principale, a rezultat că neparalelismul axelor motorului provine din :

a) prelucrarea necorespunzătoare a carcasei şi anume :

— nerespectarea paralelismului între axele alezajului ;

— necoaxialitate între cele două locașe pentru scuturi, sau ovalizări peste toleranțele prescrise ;

— necoaxialitatea, ovalitatea, sau conicitatea locașelor pentru cuzineți :

b) prelucrarea necorespunzătoare a butucului rotor respectiv necoaxialitatea celor două alezaje interioare.

c) presarea necorespunzătoare a axului în butuc din cauza :

— nerespectării serajului și așezării defectuoase la presă care conduceau la refularea și flambarea axelor ;

d) prelucrare necorespunzătoare a cuzineților care conduceau la necoaxialitate între interior și exterior și nerespectarea toleranțelor prescrise.

Defecțiunile enumerate la punctele b), c), d) au fost înlăturate fără prea multe greutăți.

Introducînd operația de honuire a alezajelor la butuc rotor, a dispărut necoaxialitatea.

Defecțiunile de presare au fost eliminate schimbînd operația de asamblare a axului cu butucul din presare la rece, prin asamblare prin fretare la cald și introducînd operația de finisare a cotelor de rulment și conicitatea axului, după asamblarea prin fretare.

Problema cuzineților a fost rezolvată prin introducerea unui dispozitiv special de prindere la operația de strunjire, care pe lîngă că asigură autocentrarea celor două jumătăți de cuzinet astfel ca planul lor de separație să coincidă cu cel de simetrie, mai asigură posibilitatea de a se prelucra interiorul și exteriorul cuzinetului dintr-o singură prindere.

Problema eliminării defecțiunilor de prelucrare a carcasei fiind mai complexă a necesitat studii și încercări multiple.

3. PROCEDEELE ȘI DISPOZITIVELE FOLOSITE LA PRELUCRAREA ALEZAJELOR CARCASEI IN SCOPUL ASIGURĂRII PARALELISMULUI INTRE AXE LA MOTORUL ASAMBLAT

Carcasa motorului de tracțiune fiind piesa cea mai dificilă și care afectează în cea mai mare măsură paralelismul dintre axe la motor, toată atenția s-a îndreptat asupra unei judicioase și optime prelucrări. În cele ce urmează sînt descrise în ordinea care s-au succedat procedeele tehnologice folosite pentru strunjirea de finisare a locașelor pentru scuturi și a celor pentru cuzineți. Înainte de finisare, carcasa e supusă operațiilor de eboșare și a unui tratament termic de detensionare.

3.1. Strunjirea pe bohrwerk folosind ca dispozitiv de prindere un plan înclinat

Carcasa se fixează sprijinindu-se cu cele două bosaje ale ferestrelor pe un plan înclinat, pentru a aduce în același plan axa celor două alezaje ce urmează a se prelucra.

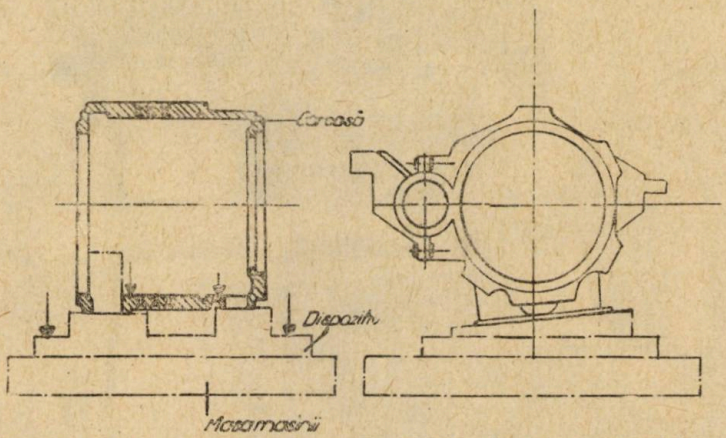


Fig. 1 și 2. Fixarea carcasei pe dispozitivul de scris la punctul 3.1 în scopul strunjirii locașelor pentru cuzineți și scuturi.

Strunjirea locașelor se executa din aceeași prindere și anume:

— se finisau întîi locașele pentru cuzineți, după care se deplasa masa mașinii cu distanța de 475 mm corespunzătoare distanței între axe, finisîndu-se locașele pentru scuturi. Procedeul a fost abandonat de la început deoarece prezenta următoarele dezavantaje:

— productivitate scăzută. Așezarea piesei pe un plan înclinat implica centrarea barei de strunjit după fiecare carcasă în parte — lucru greoi și imprecis;

— deplasarea mesei de la un alezaj la altul pentru fiecare carcasă conduce la erori în realizarea distanței și paralelismului între axe;

— nerespectîndu-se diferența de nivel între bosajele ferestrelor de așezare pe dispozitiv, prin strîngere, carcasa suferea deformări elastice. Prelucrîndu-se în această situație, după desprindere de pe dispozitiv, revenea la forma inițială, dînd naștere la ovalizări ale locașelor pînă la 0,80 mm.

3.2. Strunjire locașe pentru scuturi pe carussel iar locașurile pentru cuzineți pe bohrwerk

Acest procedeu consta în finisarea locașelor pentru scuturi pe strung carussel din două prinderi folosind pentru centrarea piesei o placă de centrare. Finisarea locașelor pentru cuzineți se executa pe un bohrwerk, piesa fiind fixată de locașele pentru scuturi cu ajutorul unui dispozitiv format din 2 suporți și strînsă prin intermediul a 4 tiranți care rigidizează întregul sistem (fig. 3). Unul din cei doi suporți rămînea fixat pe masa mașinii iar al doilea se monta și demonta la fiecare carcasă prelucrată.

Avantajele acestui procedeu în comparație cu cel anterior erau următoarele:

— se realiza o strîngere corectă, reducîndu-se simțitor ovalizările;

— centrarea barei de strunjit nu se mai făcea pentru fiecare carcasă în parte, ci numai la începutul lucrului, mărind astfel productivitatea.

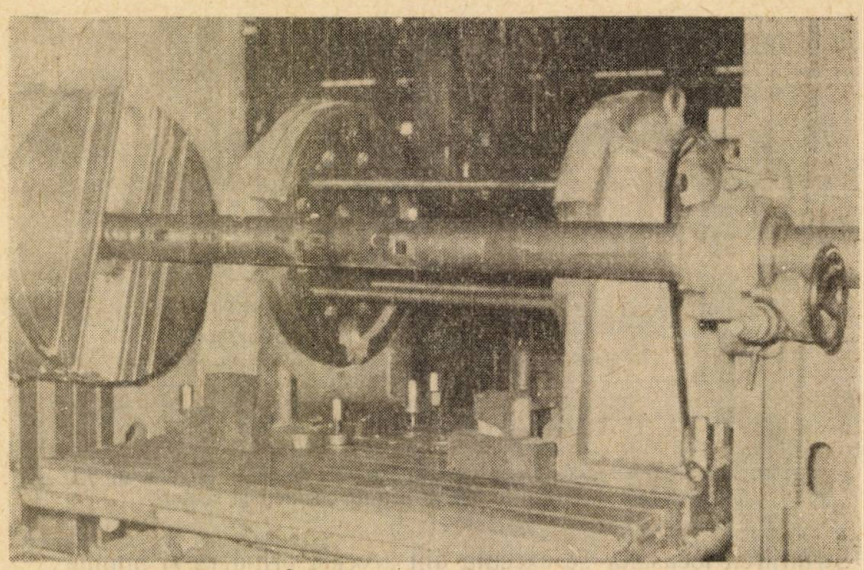


Fig. 3. Dispozitivul de fixare al carcasei descris la punctul 3.2.

Dezavantaje.

Nu satisfăcea condițiile pentru realizarea paralelismului între axe. Cauzele principale erau :

— dereglarea centrării dispozitivului după prelucrarea unui mic număr de piese ;

— necoaxialitatea locașurilor pentru scuturi sau diferență de diametre rezultate prin finisarea pe carussel ;

— imposibilitatea verificării și deci a reglării paralelismului între axe înainte de strunjire.

3.3. Strunjire semifinisare a locașelor pentru scuturi pe carussel, finisare locașe pentru cuzineți și locașe pentru scuturi, separat pe cîte un bohrwerk

Se caracterizează prin materializarea axelor locașelor pentru scuturi și cuzineți la operația de finisare și deci posibilitatea verificării paralelismului și distanței între axe înainte și în timpul strunjirii locașelor. Cuprinde următoarele operații distincte :

— semifinisarea locașelor pentru scuturi pe strung carussel din două prinderi, folosind același dispozitiv de centrare descris anterior la care s-au modificat numai diametrele de ghidare ;

— finisarea locașelor pentru cuzineți pe un bohrwerk în același dispozitiv descris la procedeul anterior, la care s-a modificat diametrul de ghidare ;

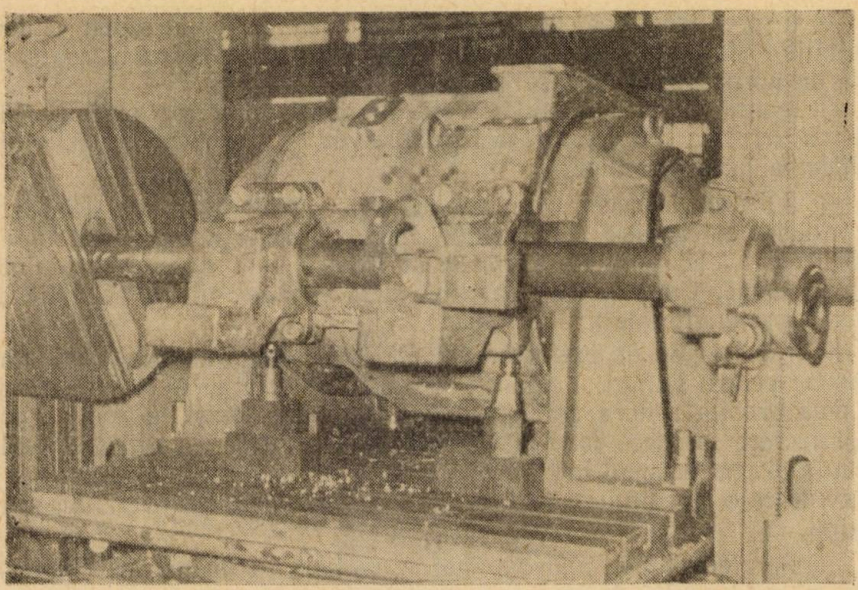


Fig. 4. Fixarea carcasei pe dispozitivul descris la punctul 3.3, în scopul strunjirii locaşelor pentru cuzineţi.

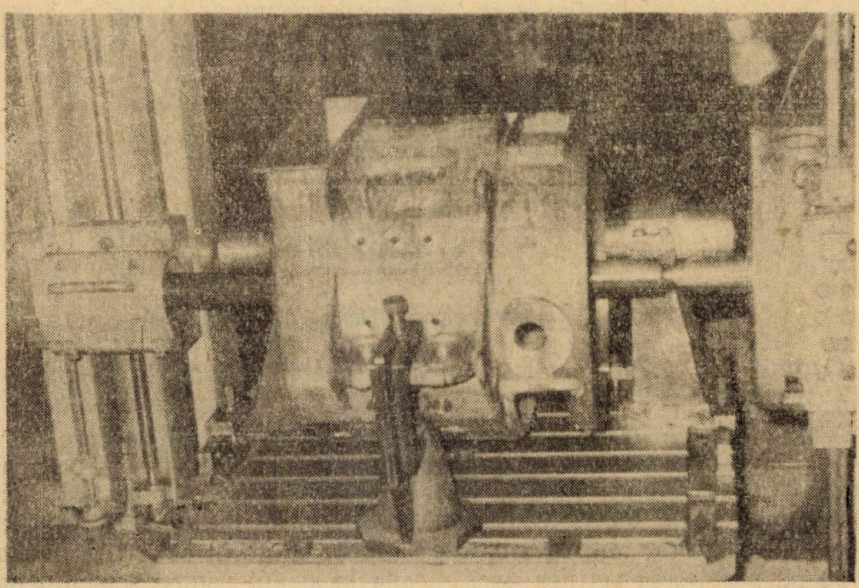


Fig. 5. Fixarea carcasei pe dispozitivul descris la punctul 3.3 în scopul strunjirii locaşelor pentru scuturi.

— tușarea locașelor pentru cuzineți și răzuirea lor în scopul eliminării ovalităților și conicităților rezultate de la strunjire. Pentru tușare se folosește un dorn special de tușat;

— montarea unui dorn fals în interiorul locașelor pentru cuzineți, care va servi la fixarea carcasei în dispozitiv și ca bază de referință la verificarea paralelismului;

— finisarea locașelor pentru scuturi pe un alt bohrwerk. Dispozitivul de prindere al carcasei se compune din: doi suporți lagăr, un suport de fixare reglabil și axul fals. Carcasa se fixează în dispozitiv sprijinindu-se în trei puncte. Un punct îl constituie urechea carcasei iar celelalte două, capetele prelungite ale axului fals.

Prin acest gen de prelucrare se corijează defecțiunile de prelucrare a locașelor pentru scuturi și cuzineți executate anterior și se elimină influența lor nefavorabilă asupra paralelismului. Se poate spune că acest procedeu de prelucrare satisface condițiile de paralelism, dacă se verifică și reglează distanța și paralelismul între axe la fiecare carcasă. Baza de referință pentru centrare o constituie axul fals, bara de strunjit a bohrwerkului și masa mașinii.

— Paralelismul în plan vertical se verifică cu un paralel de trasat la care, în locul acului de trasat se montează o tijă cu un ceas comparator. Baza de referință pentru verificare fiind masa mașinii.

— Paralelismul în plan orizontal între axul fals și bara de strunjit, se verifică cu ajutorul unui dispozitiv adaptat la un ceas comparator.

— Distanța între axe se măsoară cu un dispozitiv adoptat la un micrometru de interior. Abaterile de la paralelism precum și abaterile ce ies din cîmpul de toleranță al distanței între axe, se elimină prin reglarea barei de strunjit a bohrwerkului.

Dezavantajele acestui procedeu sînt:

— productivitate scăzută;

— încărcare neuniformă a celor două bohrwerkuri.

4. DISPOZITIVE ȘI METODE PENTRU CONTROLUL PARALELISMULUI INTRE AXE LA CARCASĂ ȘI MOTORUL ASAMBLAT

4.1. Contralul carcasei la paralelism pe masa de trasat

Carcasa se sprijină pe trei suporți reglabili așezați la rîndul lor pe masa de trasat.

Masa de trasat constituia suprafața de referință față de care se verifica poziția axelor în plan vertical. In acest scop se centra carcasa astfel ca axa locașului pentru cuzinet partea tracțiune să fie în același plan cu axa cuzinetului din partea colector. Verificarea se făcea cu un paralel cu un ceas comparator, iar reglarea necesară cu ajutorul suporților reglabili. Tot cu un paralel se verifica dacă și axa locașului pentru scut din partea tracțiune este în același plan cu axa locașului pentru scut din partea colector. Abaterile găsite reprezentau tocmai valoarea abaterii de la parale-

lismul axelor în plan vertical. Controlul paralelismului dintre axe în plan orizontal se verifica cu micrometru de exterior, prin măsurarea grosimii

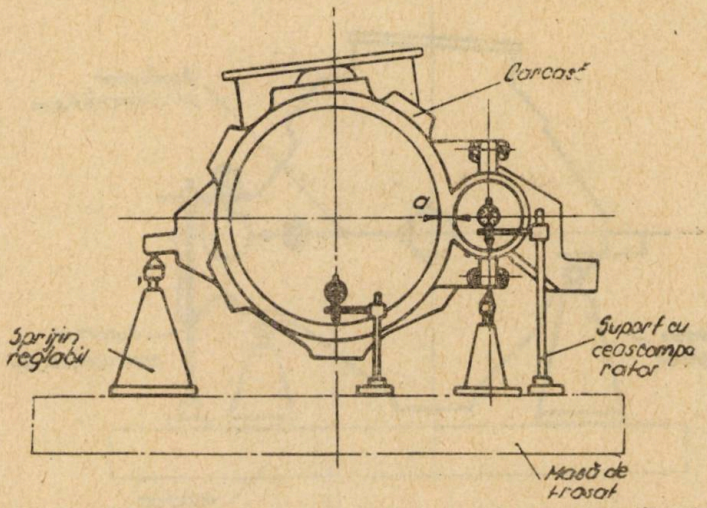


Fig. 6. Așezarea carcasei pe masa de trasat în scopul verificării paralelismului dintre axe descris la punctul 4.1.

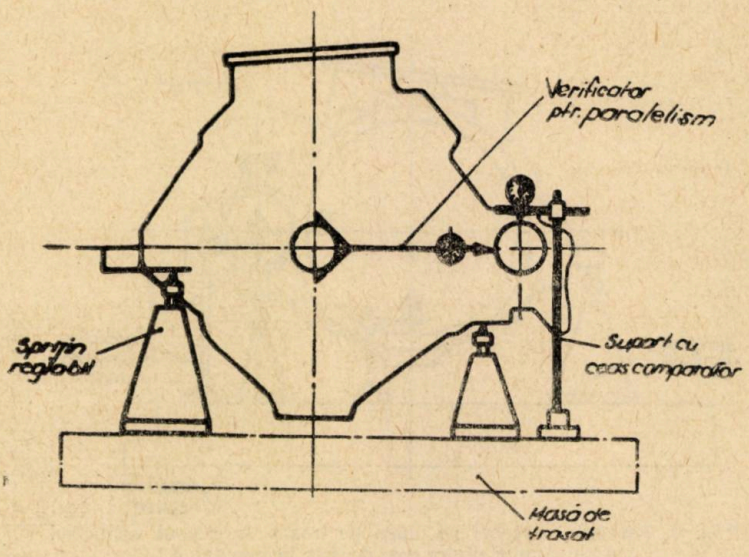
peretelui dintre alezaje cota „a" în partea tracțiune și în partea colector. Diferența la grosime a peretelui dintre o parte față de partea opusă reprezenta abaterea la paralelismul dintre axe în plan orizontal. La aceste măsurători se ținea cont de diferența de execuție dintre locașe. Controlul era eronat datorită neplaneității mesei de trasat și în prezent nu se mai aplică.

4.2. Controlul paralelismului între axe pe masa de trasat la motorul asamblat

Așezarea motorului pe masa de trasat se făcea prin intermediul a trei suporți reglabili identici ca la carcasă. Ca utilaj special se folosea un ax fals montat în prealabil în locașele pentru cuzineți, un manșon fixat pe partea conică a axului și un alt manșon cu flanșă fixat în locașul scutului din partea colector.

Ambele manșoane sînt executate la aceeași cotă. De asemenea axul fals nu prezenta conicități sau ovalități mai mari de 0,015 mm. Cu ajutorul suporților reglabili se centra motorul astfel ca punctele *A* și *B* să fie în același plan, controlîndu-se cu paralelul cu ceas comparator față de masa de trasat luată ca suprafață de referință. Se verifica apoi cu paralelul cu ceas comparator dacă punctul *C* este în același plan cu punctul *D*. Diferența găsită între punctele *C* și *D* reprezintă abaterea de la paralelismul axelor în plan vertical.

Paralelismul axelor în plan orizontal se măsoară cu un verificator special cu ceas comparator. Diferența găsită între ax și manșon la o parte față de partea opusă reprezintă abaterea la paralelismul axelor în plan orizontal.



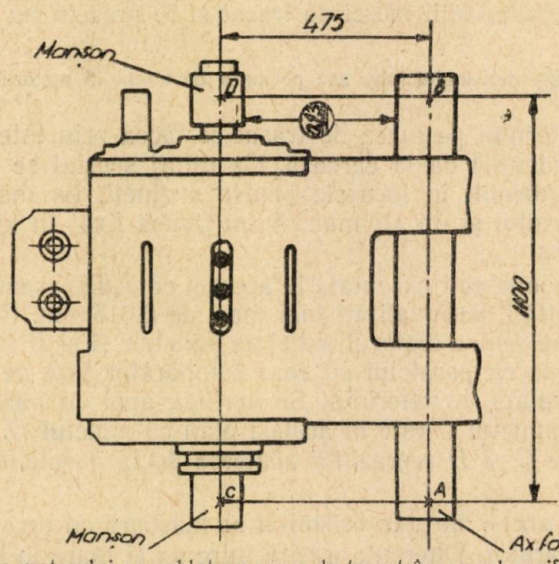


Fig. 7 și 8. Așezarea motorului asamblat pe masa de trasat în scopul verificării paralelismului dintre axe descris la punctul 4.2.

Măsurarea se face la distanța de 1 100 mm. Distanța între axe se măsoară cu un micrometru de interior montat într-un dispozitiv special. La stabilirea distanței trebuie ținut cont de diametrul manșoanelor și a axului fals.

Metoda aceasta de control pe masa de trasat a fost abandonată deoarece s-a stabilit că erorile introduse în măsurători prin neprecizia mesei de trasat depășesc valoarea abaterii admise de 0,13 mm.

4.3. Controlul paralelismului între axe la carcasă și motor asamblat pe un stand de control

În prezent controlul carcaselor finite cît și a motoarelor asamblate se execută pe un stand de control.

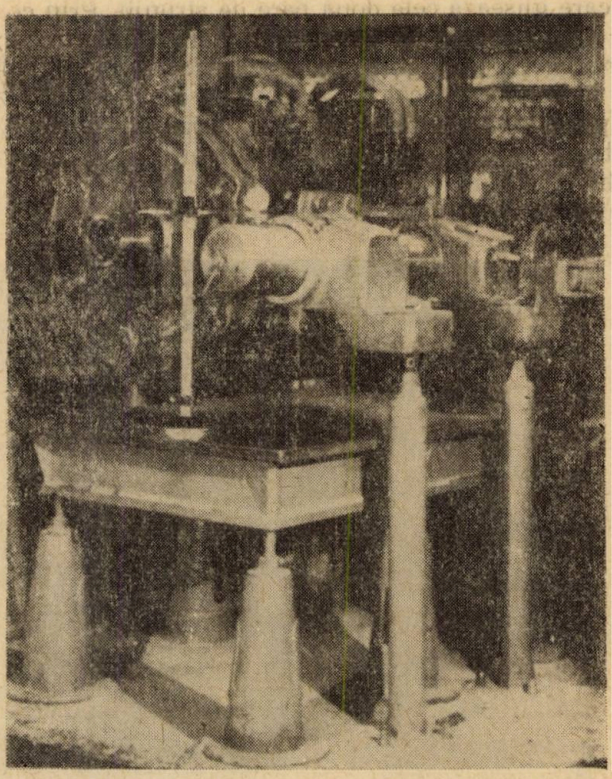


Fig. 9. Așezarea motorului asamblat pe un stand de control în scopul verificării paralelismului dintre axe descris la punctul 4.3.

Principiul de lucru și măsurare este cel descris anterior pentru masa de trasat. Precizia de măsurare în sistemul actual constă în aceea că baza de referință pentru măsurare este asigurată printr-o masă de trasat care a fost tușată cu o precizie la planeitate de 0,01 mm pe întreaga suprafață de 1 400×1 000. O altă particularitate e că carcasa sau motorul nu se mai așază direct pe masă ci pe sprijine reglabile situate în afara mesei. În felul acesta se elimină și eronările survenite prin dereglarea sau deformarea plastică a mesei sub greutatea motorului.

Manşonul din partea colector a fost înlocuit cu unul modificat ce nu se mai fixează de scut ci de ax, ghidat fiind în bucşa rulment care este presată pe ax. Acest sistem satisface pe deplin cerinţele unui control riguros şi precis.

5. SOLUŢII FINALE DE MARE PRECIZIE ŞI PRODUCTIVITATE

5.1. Strunjire finisare locaşe pentru scuturi şi cuzineţi pe bohrwerk, într-un dispozitiv cu două axe

Dispozitivul se compune dintr-o placă de bază pe care sînt montaţi doi suporţi pentru fixarea carcasei şi doi pereţi laterali de o construcţie specială în care glisează cele două bare de strunjit. Prin construcţie barele de strunjit sînt paralele în cele două planuri. Pentru fixarea fără deformaţii a carcasei pe dispozitiv, pe urechea acesteia se montează o piesă specială, iar în partea capacelor s-a prevăzut a se face o frezare tehnologică. Acestea asigură şi o centrare rapidă a carcasei pe dispozitiv. La strunjire se va antrena pe rînd cele două bare. Pentru a nu fi nevoie de o centrare precisă a barei maşinei la cuplarea cu barele de strunjit ale dispozitivului, între ele se intercalează un cuplaj cardanic.

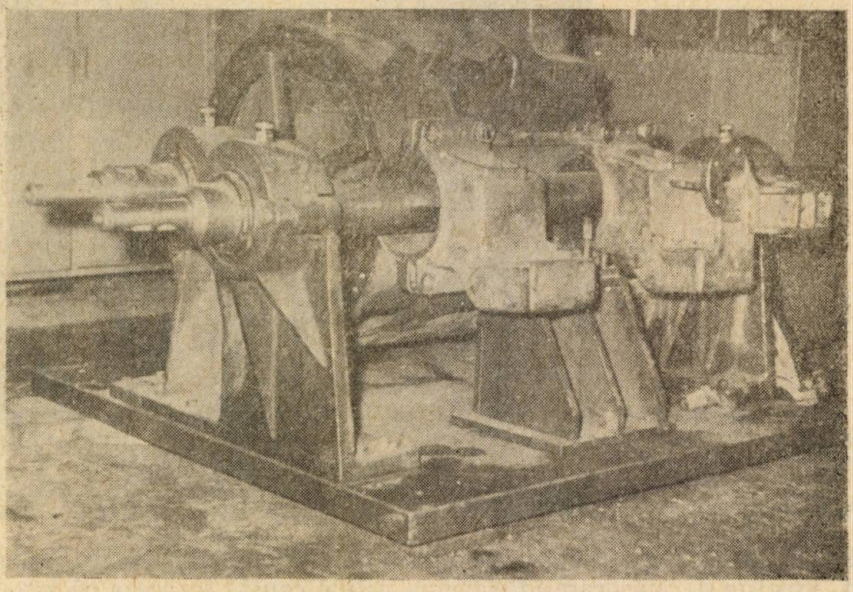


Fig. 10. Fixarea carcasei pe dispozitivul cu două axe descris la punctul 5.1, în scopul strunjirii locaşelor pentru cuzineţi şi scuturi.

Prelucrarea carcaselor în acest dispozitiv este precisă şi economică. Singurul dezavantaj este montarea şi demontarea greoaie a barelor la înlocuirea carcasei.

Proiectîndu-se două unităţi de antrenare separate se va putea lucra cu ambele bare deodată eliberînd bohrwerkul.

5.2. Strunjire finisare locaşe pentru scuturi şi cuzineţi pe o maşină specială cu două axe

Proiectîndu-se două unităţi de antrenare separate se va putea lucra axe. Maşina este proiectată şi executată în U.R.S.S., se găseşte deja în fabrică şi urmează a fi montată. Este asemănătoare cu cea din figura 11.

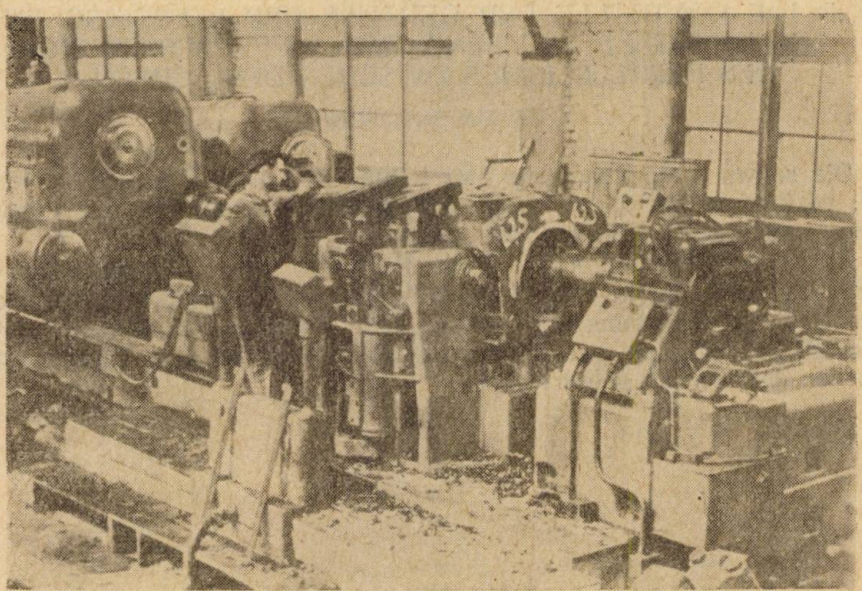


Fig. 11. Fixarea carcasei pe maşina specială cu două axe în scopul strunjirii locaşelor pentru cuzineţi şi scuturi, punctul 5.2.

Avantajul acesteia este că axele nu se demontează, ci se pot retrage în interiorul maşinii dînd posibilitatea montării şi demontării carcasei cu uşurinţă, mărindu-se în felul acesta productivitatea la nivelul unei fabricaţii de serie.

ИЗУЧЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ОБРАБОТКИ И КОНТРОЛЯ КАРКАСОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ТЯГОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ЦЕЛЬЮ УЛУЧШЕНИЯ ПАРАЛЛЕЛЬНОСТИ ОСЕЙ

(РЕЗЮМЕ)

В производстве тяговых двигателей для тепловозов, самой трудной проблемой было осуществление параллелизма между двумя осями на предписанные допуски.

В работе устанавливаются факторы, которые выделяют точность этого параллелизма, оборудование и технологические решения, испытанные на заводе «Электропутере» Крайова, которые привели к обеспечению обработки каркасов в пределе допускаемых отклонений для параллельности между осями.

STUDIEN DER TECHNISCHEN VERFAHREN DIE BEARBEITUNG UND DIE KONTROLLE DER GEHÄUSE DER ELEKTRISCHEN ZUGMOTOREN BETREFFEND, ZWECKS VERBESSERUNG DES PARALLELISMUS ZWISCHEN DEN ACHSEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Die schwierigste Frage die Herstellung der d.e.l. Zugmotoren betreffend, bestand in der Ausführung des Parallelismus zwischen den beiden Achsen an vorgeschriebenen Toleranzen.

Es werden die Faktoren die die Präzision dieses Parallelismus, die Ausrüstung und die in Elektroputere Werke experimentierten technologischen Lösungen bestimmen, festgelegt, und welche zur sicherung der Gehäuse Bearbeitung in den Zulässigen Toleranzen an dem Parallelismus zwischen den Achsen geführt haben.

STUDIUL CARACTERISTICILOR DE FRECARE ALE UNOR MATERIALE AGLOMERATE FOLOSITE CA SEGMENȚI DE FRÎNĂ LA AUTOVEHICULE

DE

GH. SAVII, P. SULEA, AL. ȚIGANOIU

Laboratorului catedrei de tehnologia construcțiilor de mașini de la Institutul politehnic Timișoara i s-a prezentat spre examinare patru sortimente de materiale aglomerate prevăzute pentru confecționarea unor segmenți de frînă la autovehicule, cu marca *AIV*, *AV*, *AX* și *BI*, cerînd să se facă o cercetare comparativă din punct de vedere al rezistenței la uzură și al coeficientului de frecare. Scopul cercetării a fost de a stabili dacă sortimentul *BI* poate fi înlocuit cu unul din celelalte trei sortimente, avînd în vedere că costul de revenire al segmenților de frînă din sortimentul *BI* este de cca. trei ori mai mare decît al celorlalte sortimente. Segmenții de frînă sînt confecționați prin presare la cald a unui amestec de rășină fenolică, azbest, caolină, etc.

Uzura și coeficientul de frecare s-au determinat atît în condițiile de frecare uscată, care există la autovehicule, cît și la frecarea cu urme de ulei, regim de solicitare care se poate produce accidental. Paralel cu proprietățile de uzură ale segmenților s-a mai urmărit uzura produsă de acești segmenți asupra unui tambur din fontă, de o duritate de 180 HB.

DETERMINAREA UZURII

Cercetările de laborator s-au făcut asupra epruvetelor prelevate din corpul segmenților de frînă și din corpul tamburului de fontă. Uzura s-a determinat la două mașini de încercat la uzură prin frecare de alunecare, folosite într-o lucrare anterioară. Schemele de funcționare ale celor două mașini sînt arătate în figura 1 *a* și 1 *b*; mașina I și mașina II. Forma epruvetelor rezultă din figura 2 *a* și 2 *b*. Scăderea de greutate în urma uzurii la mașina I la epruvetele conform figurei 2 *a* s-a determinat prin micșorarea înălțimii porțiunii cu diametrul de 5 mm, iar la cele după figura 2 *b* la mașina II prin diferența de greutate înainte și după încercare.

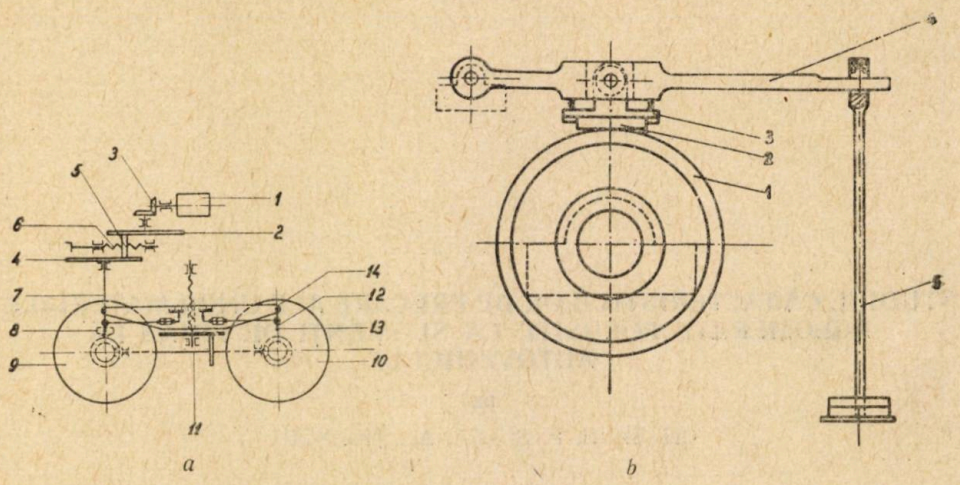


Fig. 1. Schemele de funcționare ale celor două mașini de încercat la uzură.

Plecînd de la presiunea specifică minimă de 2,75 kgf/cm² și de la cea maximă de 16 kgf/cm² între segmentul de frînă și tambur la autovehicule, media fiind de 3,5 kgf/cm², încercările s-au executat la presiuni specifice de : 2,75 ; 3,50 ; 5,00 ; 10,00 și 16,50 kgf/cm².

Metoda de determinare a unei uzuri *relative* U, cu ajutorul mașinii I este descrisă într-o lucrare anterioară [1]. $U=U_p/U_e$ în care U_p este uzura înregistrată la încercarea unei probe din material aglomerat, iar U_e este uzura unei probe etalon de aceleași dimensiuni din OLC60, ambele încercate în același regim, aceeași presiune și același număr de 4 000 de rotații, la 60 rot/min.

În figura 3 este reprezentată variația uzurii relative U a celor patru sortimente de materiale aglomerate, la frecarea *uscată*, iar în figura 4 la frecarea cu urme de *ulei*. Regimul cu urme de ulei s-a realizat prin picurare de ulei pe discul de fontă în rotație.

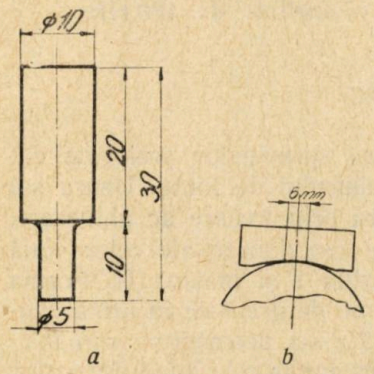


Fig. 2. Epruvetele de uzură.

Calitatea suprafețelor de frecare a discurilor de fontă a fost similară cu aceea a suprafeței de frecare a unui tambur de autovehicul.

Analizînd rezultatele, obținute la determinarea uzurii la mașina I arătate în figura 3, reiese că cea mai bună comportare la uzură o are sortimentul *AIV*. La acest sortiment creșterea uzurii în funcție de presiunea specifică este foarte mică. Între 2 și 16 kgf/cm², această creștere nu depășește 15%. Aceeași comportare favo-

rabilă, față de celelalte sortimente examinate, o are sortimentul *AIV* la uzură în prezența urmelor de ulei, figura 4. În acest regim uzura se menține practic constantă în intervalul 2 ... 16 kgf/cm² presiune specifică.

La mașina II, s-au încercat epruvetele din figura 2 *b*, la frecare *uscată*. Turația mașinii a fost de 500 rot/min iar determinarea uzurii s-a făcut

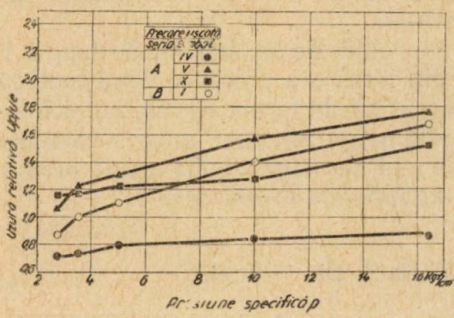


Fig. 3. Variația uzurii relative U_p/U_e a materialelor aglomerate încercate la mașina I în funcție de presiunea specifică, la frecare uscată.

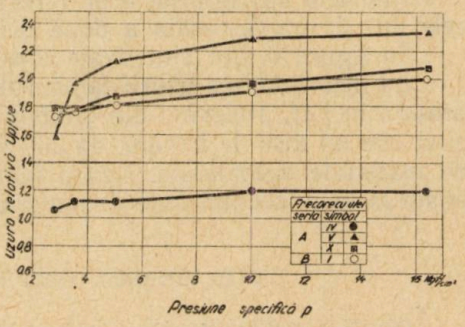


Fig. 4. Variația uzurii relative U_p/U_e a materialelor aglomerate încercate la mașina I în funcție de presiunea specifică, la frecare cu urme de ulei.

la 1 000 rotații ale discului. Suprafața de contact dintre epruvetă și disc fiind relativ mare, pentru a nu depăși temperatura de 70 °C — temperatură maximă admisă în exploatare — presiunea specifică a fost limitată la 2,16 kgf/cm². În figura 5 s-au reprezentat rezultatele obținute la uzură la această mașină.

Din figura 5 rezultă că cea mai bună comportare la uzură, în regim uscat determinată la mașina II s-a înregistrat tot la sortimentul *AIV*. La toate sortimentele examinate în acest regim uzura crește practic linear cu durata încercării. Astfel, comparînd uzurile determinate asupra materia-

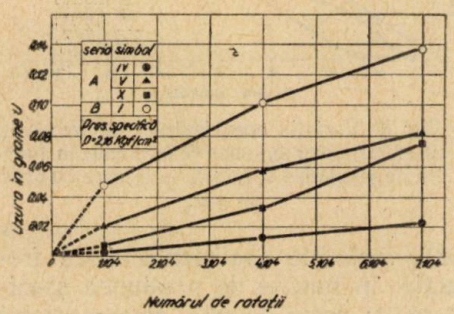


Fig. 5. Variația uzurii *U* a materialelor aglomerate încercate la mașina II în funcție de numărul de rotații.

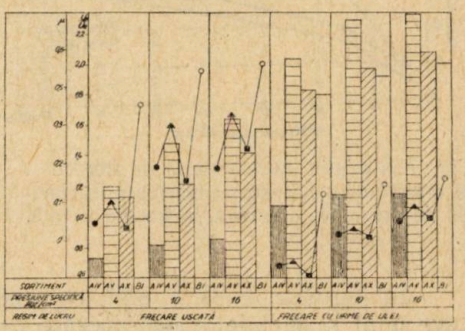


Fig. 6. Variația uzurii relative U_e/U_e și a coeficientului de frecare μ al materialelor aglomerate cercetate în funcție de presiunea specifică și de regimul de lucru determinate la mașina I.

lelor aglomerate *AIV*, *AV* și *AX* cu cele stabilite pentru materialul aglomerat *BI* (fig. 5) se constată o superioritate netă a sortimentului *AIV*. Diferența, la uzura prin frecare, este mai pronunțată la încercările de durată făcute la mașina II, unde sortimentul *AIV* a prezentat o rezistență la uzură de șase ori mai mare decît sortimentul *BI*.

Punctele din figurile *3* și *4* reprezintă media a patru determinări, iar cele din figura 5, media a două determinări.

În figura 6 sînt sintetizate rezultatele obținute la mașina de uzură I.

La determinarea uzurii tamburului din fontă s-a procedat după metoda arătată în [2], prelevînd din tambur o epruvetă de forma figurii 2 *a* și folosind cîte un disc de frecare, de 200 mm diametru, din cele patru sortimente de materiale aglomerate. Uzura materialului tamburului s-a găsit practic egală la toate sortimentele de materiale aglomerate examinate.

DETERMINAREA COEFICIENTULUI DE FRECARE

Coeficientul de frecare al materialelor aglomerate în contact cu fonta s-a determinat în laborator cu ajutorul unui dispozitiv aplicat la mașina I [1], utilizînd epruvetele la care s-a cercetat uzura relativă.

Din relația $\mu = \frac{F}{N}$ rezultă coeficientul de frecare, unde F este forța de frecare în kgf și $N = p \cdot A$ forța normală de apăsare în kgf, unde p este presiunea specifică care a variat de la 2,75 la 16,4 kgf/m² și A suprafața de frecare a epruvetei, de un diametru de 0,5 cm.

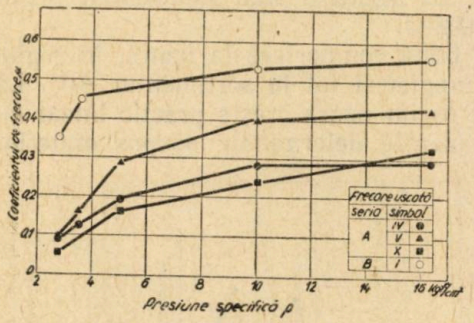


Fig. 7. Variația coeficientului de frecare μ al materialelor aglomerate încercate, în funcție de presiunea specifică, la frecare uscată.

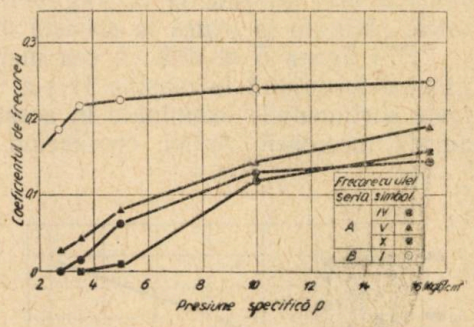


Fig. 8. Variația coeficientului de frecare μ al materialelor aglomerate încercate, în funcție de presiunea specifică, la frecare cu urme de ulei.

În figurile 7 și 8 sînt reprezentate variațiile coeficientului de frecare μ al materialelor aglomerate cercetate, în funcție de presiunea specifică, la frecare uscată respectiv la frecare cu urme de ulei, fiecare punct reprezentînd media a cinci încercări. Din aceste figuri reiese superioritatea netă a sortimentului *BI* față de celelalte sortimente din punct de vedere al coeficientului de frecare, atît la regim uscat, cît și la regim cu urme de ulei. Coeficienții de frecare s-au introdus și în figura 6.

CONCLUZII

Incercările comparative privind rezistența la uzură și coeficientul de frecare ale unei serii de trei sortimente de materiale aglomerate folosite pentru segmenți de frînă pentru autovehicule cu un alt produs similar propus pentru același scop, au arătat, că, din punctul de vedere al rezistenței la uzură un sortiment din cele curent folosite este superior celui propus drept înlocuitor. În schimb sortimentul din urmă a prezentat un coeficient de frecare mai ridicat.

BIBLIOGRAFIE

1. Gh. Savii, P. Sulea, A. Tigănoiu, I. Micșa, Studiul coeficientului de frecare și al uzurii la discurile de fricțiune de la suspensia locomotivei diesel-electrice. Buletinul științific și tehnic al Institutului Politehnic Timișoara, fasc. 2, tom. 8 (22), (1963).
2. P. Sulea, A. Tigănoiu, Studiul îmbunătățirii calităților de exploatare ale sabo-ților turnați din fontă utilizați la frînarea vagoanelor de cale ferată Nota II-a, Studii și cercetări — Științe tehnice, Timișoara, nr. 3—4, tomul VIII, (1961).

ИЗУЧЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ТРЕНИЯ НЕКОТОРЫХ АГЛОМЕРИРОВАННЫХ МАТЕРИАЛЛОВ ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В КАЧЕСТВЕ ТОРМОЗНЫХ СЕГМЕНТОВ АВТОМНШИН

(РЕЗЮМЕ)

На основании лабораторных исследований были определены характеристики трения, сопротивление к износу и коэфициент трения — при сухом режиме и при случае следов масла — некоторых агломерированных материалов применяемых для производства тормозных сегментов для автомашин.

Из двух серий исследованных материалов сорт IV из серии A а также сорт I из серии B имеет хорошее качество.

Между этими сортами сущетвуют качественные разницы (сорт IV имеет лучшее сопротивление к износу, а сорт I имеет больший коэфициент трения) но имея в виду что сорт IV более дешёвый — в случае улучшения его технологии можно получить хорошие характеристики трения — можно этот сорт рекаммендовать в качестве сегментов для тормозов автомашин.

DAS STUDIUM DER REIBUNGSKENNWERTE DER PLASTBREMS-SEGMENTE VON KRAFTWÄGEN.

(ZUSAMMENFASSUNG)

Auf Grund der Laborversuche wurden die Reibungskennwerte, der Verschleisswiderstand und der Reibwert im trockenen Betrieb und dem Betrieb mit Ölspuren der Plastbremssegmente von Kraftwägen bestimmt.

Aus den zwei Versuchsreihen wurde festegestellt, dass das Sortiment IV aus Serie A und das Sortiment I aus Serie B die besten Eigenschaften besitzen.

Trotz dem zwischen diesen zwei Sortimenten bestehenden qualitativen Unterschiedes, Sortiment IV besitzt einen höheren Verschleisswiderstand, das Sortiment I hingegen einen besseren Reibwert — können beim billigeren Sortiment IV durch Verbesserung der Herstellungstechnologie höhere Reibwerte erhalten werden.

Somit ist dieser Werkstoff für die Herstellung der Plastbremssegmente von Kraftwagen geeignet.

STUDIUL FINEȚEI DE PULVERIZARE LA INJECTOARELE ROTATIVE

DE

C. UNGUREANU, I. BEJAN, P. COJEREANU, E. COTOCIU, D. NEGRU

1. INTRODUCERE

Printre injectoarele de mică putere un loc important îl ocupă injectoarele de tip rotativ.

Pentru asigurarea unei exploatări raționale a acestor injectoare se impune cunoașterea tuturor parametrilor constructivi și funcționali, cît și interdependența dintre parametrii fizici ai fluidelor pulverizant și pulverizat.

Colectivul catedrei de Termotehnică de la IPT și-a propus studierea injectoarelor de acest tip, în scopul îmbunătățirii caracteristicilor lor de funcționare.

Șirul încercărilor experimentale a fost deschis prin cercetarea influenței principalilor parametrii asupra unghiului de pulverizare [1]. Cu această ocazie s-a făcut descrierea injectorului și a standului experimental care au fost folosite și în cazul de față. Prezenta lucrare își impune să cerceteze finețea pulverizării și a influenței principalilor factori asupra acesteia.

2. DESCRIEREA METODEI DE LUCRU

Injectorul încercat, cu debit nominal de 100 kg/oră, a fost montat în poziție normală de funcționare. În scopul variației turației, antrenarea injectorului s-a făcut din exterior de către un motor electric prin transmisie cu curea, cu roți etajate, realizîndu-se șase turații (3 220, 3 050, 2 900, 2 630, 2 400 și 1 960 rot/min).

Alimentarea cu aer s-a făcut prin intermediul unei conducte, prevăzută cu dispozitivele necesare de variere și de măsurare a debitului de aer aspirat de ventilatorul injectorului.

Drept lichid de lucru s-a folosit apa, ce ajungea la injector prin cădere liberă dintr-un rezervor cu nivel constant, debitul său fiind măsurat cu ajutorul unui rotametru.

Domeniul de încercare a variat astfel:

— pentru debitul de lichid între 65% și 110%,

— pentru debitul de aer folosit ca agent de pulverizare, de la 9% pînă la 25% din aerul teoretic necesar arderii (considerat $L_0 = 11$ Nm³/kg pentru păcură),

— pentru turații ale cupei de pulverizare între 1 960 și 3 220 rot/min.

Așa după cum este cunoscut, în procesul de pulverizare jetul de lichid se descompune într-un număr foarte mare de picături cu diferite mărimi, care sub acțiunea tensiunii superficiale iau aproximativ formă sferică. Studiul uniformității pulverizării presupune obținerea acestor picături separate una de cealaltă, astfel încît privite într-un cîmp microscopic, să li se poată măsura dimensiunile. În acest scop s-a folosit metoda clasică de captare a lor pe plăci de sticlă acoperite cu lichidul lui Bloch [2] [3].

Dispozitivul de captare (fig. 1) este compus din doi cilindri concentrici, prevăzuți cu cîte o fantă. Tamburul interior *4* este fix și în el s-a introdus un suport *5* pe care este fixată placa de sticlă cu emulsia captatoare *6*. În jurul tamburului fix se rotește concentric tamburul mobil *3*, de asemenea prevăzut cu o fantă și acționat prin căderea greutății *7*. Declanșînd roata de acționare *2* cu ajutorul dispozitivului *1*, tamburul mobil execută o mișcare de rotație și astfel pentru un interval scurt de timp cele două fante se suprapun și permit intrarea picăturilor de lichid și reținerea lor de către soluția captatoare.

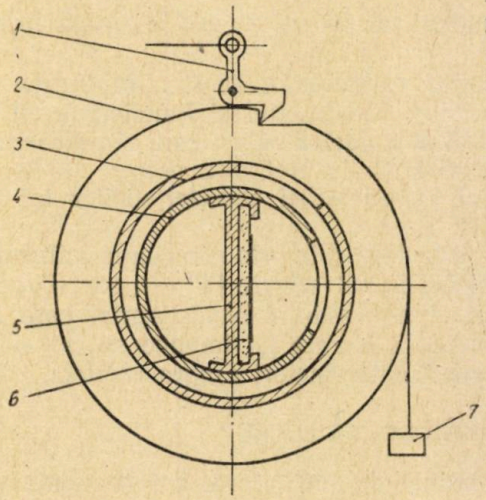


Fig. 1. Dispozitivul de captare.

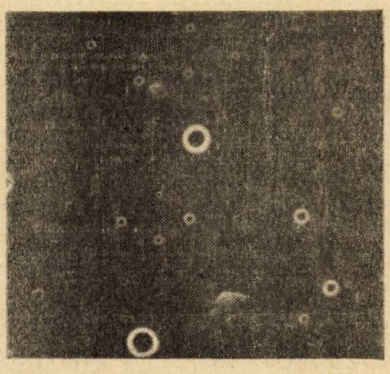


Fig. 2. Fotografii de picături mărite de 86 de ori (n=3 220 rot/min, G=75 e/h).

Picăturile au fost studiate în cîmpul unui microscop MIM-6 și înregistrate sub formă de negativ direct pe hîrtia fotografică la o mărire de 86 ori. În figura 2 sînt prezentate cîteva fotografii de probă (s-au executat în total 94 fotografii din 46 regimuri de lucru).

3. SISTEMELE DE CRITERII CARE CARACTERIZEAZĂ PULVERIZAREA LA INJECTOARELE DE TIP ROTATIV

Aproape toți cercetătorii au folosit analiza dimensională pentru studiul pulverizării [3], [4], [5]. Cercetările teoretice și experimentale au arătat că la studiul procesului de pulverizare cu ajutorul analizei dimensionale

trebuie să se discearnă diferiți parametrii ai curentului de combustibil și aer și parametrii geometrici legați de dimensiunile injectorului. Acești parametrii se pot pune în evidență prin analiza procesului de pulverizare care are loc în injectorul studiat.

În figura 3 este reprezentată schematic partea finală a injectorului. Combustibilul cade prin conducta *1* pe cupa de pulverizare *2* înșurubată în axul central, care se rotește cu o anumită turație. Antrenat în mișcarea de rotație combustibilul formează un strat pelicular care sub acțiunea forței centrifuge se deplasează spre ieșire și se distribuie după o pînză de con. În urma interacțiunii cu jetul de aer care pătrunde prin orificiul inelar dintre cupa de pulverizare și carcasa tronconică *3*, pelicula de lichid se descompune într-o mulțime de picături. Din această descriere sumară a procesului de pulverizare se observă că factorii care influențează asupra finețel de pulverizare pot fi grupați astfel :

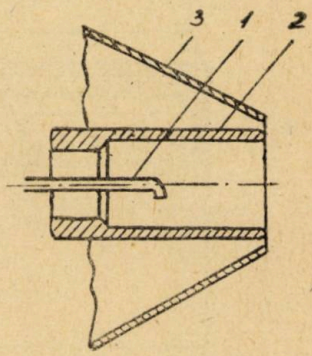


Fig. 3. Reprezentarea schematică a capului injectorului rotativ.

— parametrii fizici ai lichidului : vîscozitatea (η), tensiunea superficială(σ), masa specifică (ρ_e) ;

— parametrii fizici ai aerului : masa specifică (ρ_g), presiunea (p) temperatura (t) ;

— parametrii constructivi ai injectorului : forma și dimensiunile cupei etc.,

— parametrii funcționali ai injectorului : viteza relativă (w) raportul dintre debitul de aer și debitul de combustibil $\left(\frac{L}{G}\right)$, grosimea peliculei de lichid (δ), determinată la ieșire din cupa de pulverizare.

— În conformitate cu analiza dimensională, acești parametrii pot fi grupați în următoarea ecuație adimensională :

$$\frac{d_m}{\delta} = f\left(\frac{w\delta}{\nu}, \frac{\rho_a w^2 \delta}{\sigma}, \frac{\rho_a}{\rho_e}, \frac{L}{G_l}, \frac{\eta_e^2}{\rho_e \sigma \delta}\right) \qquad (1)$$

Gruparea parametrilor sub formă de invarianți și prelucrarea materialului experimental în funcție de aceștia va permite generalizarea rezultatelor măsurătorilor pentru sisteme dinamic asemenea.

Dintre mărimile care intră în invarianții cuprinși în ecuația generalizată (*1*), un rol important i s-a rezervat grosimii peliculei de lichid (δ), la ieșirea din cupa de pulverizare. De altfel ea este considerată drept mărime caracteristică a injectorului jucînd același rol ca și diametrul diuzei de lichid în cazul injectoarelor mecanice sau pneumatice.

Grosimea peliculei este greu de măsurat pe cale directă și de aceea ea a fost calculată pe cale analitică. Dăm mai jos raționamentul care a stat la baza determinării acesteia.

Lichidul care cade din conducta *1* în paharul injectorului este antrenat în mișcare de rotație. Apare o forță centrifugă care face ca lichidul să se

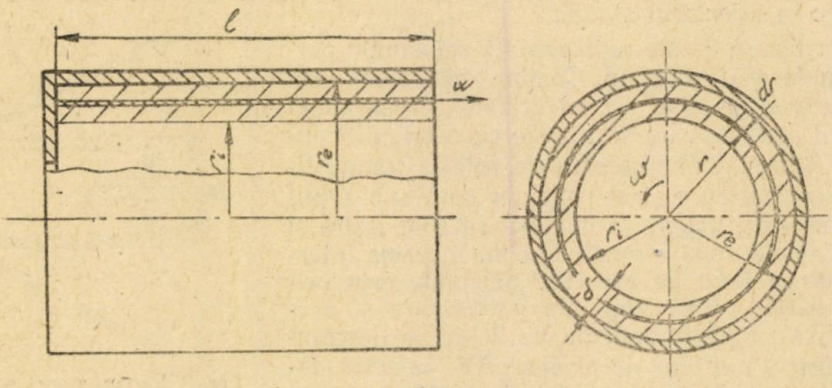


Fig. 4. Schemă pentru calculul grosimii peliculei de lichid.

așeze pe peretele paharului sub forma unei pelicule. Se poate determina variația presiunii în pelicula de lichid ținînd cont de forța centrifugă a lichidului.

$$dp = \frac{dF}{S} = \frac{adm}{S} = \frac{\frac{V^2}{r} 2\pi r dr \cdot \gamma \cdot \gamma}{2\pi r \gamma g} = \omega^2 \frac{\gamma}{g} r dr = \frac{\pi^2 n^2}{900} \frac{\gamma}{g} r dr \qquad (2)$$

Integrînd între raza r_i și r se obține :

$$p - p_i = \frac{\pi^2 n^2}{900} \frac{\gamma}{2g} (r^2 - r_i^2) \qquad (3)$$

unde p_i e presiunea la raza r_i și poate fi considerată cu suficientă precizie egală cu presiunea atmosferică. Sub influența diferenței de presiune $\Delta p = p - p_i$ lichidul va ieși din pahar cu o viteză axială w :

$$w = \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta p} = \frac{\pi n}{30} \sqrt{r^2 - r_i^2} \qquad (4)$$

Debitul de lichid dG ce trece prin secțiunea dF va fi :

$$dG = w dF \cdot \gamma = \frac{\pi \cdot n}{30} \sqrt{r^2 - r_i^2} \cdot 2\pi r \cdot dr \cdot \gamma \qquad (5)$$

Integrînd această relație se obține o expresie analitică foarte complicată pentru grosimea peliculei. Se poate lucra însă cu suficientă precizie introducînd în formula (5) viteza medie definită de relația :

$$w_m = \frac{w_{max} + w_{min}}{2} \qquad (6)$$

unde:

$$w_{max}=\sqrt{\frac{2g}{\gamma}\Delta p_{max}}=\sqrt{\frac{2g}{\gamma}\cdot\frac{\pi^2\cdot n^2}{900}\cdot\frac{\gamma}{2g}\cdot(r_e^2-r_i^2)}=\frac{\pi\cdot n}{30}\sqrt{r_e^2-r_i^2} \quad (7)$$

$$w_{min}=0$$

rezultă astfel:

$$w_m=\frac{\pi\cdot n}{60}\cdot\sqrt{r_e^2-r_i^2} \quad (8)$$

In acest caz ecuația (5) poate fi scrisă sub forma:

$$dG=w_{med}\cdot 2\pi\cdot r\cdot dr\cdot\gamma \quad (9)$$

din care după integrare:

$$G=\frac{\pi^2\cdot n}{60}\cdot\gamma\sqrt{r_e^2-r_i^2}(r_e^2-r_i^2) \quad (10)$$

sau

$$G^2=\frac{\pi^4 n^2\gamma^2}{3\,600}(r_e^2-r_i^2)^3 \quad (11)$$

înlocuind

$$r_e^2-r_i^2=(r_e-r_i)(r_e+r_i)=\delta\cdot 2r_m=\delta\cdot 2\left(r_e-\frac{\delta}{2}\right)=2\delta\cdot r_e-\delta^2 \quad (12)$$

unde r_m este raza medie, iar δ grosimea peliculei, se obține:

$$G^2=\frac{\pi^4\cdot n^2}{3\,600}\cdot\gamma^2(2\delta r_e-\delta^2)^3 \quad (13)$$

de unde

$$\delta=r_e-\sqrt{r_e^2-\frac{1}{70{,}5}\sqrt[3]{\frac{G^2}{n^2\cdot\gamma^2}}} \quad [m] \quad (14)$$

Dacă în relația (14) G se introduce în kg/h, n în rot/min și γ în kgf/m³ se obține grosimea peliculei δ în m.

Eroarea făcută prin introducerea vitezei medii este neglijabilă și în plus ea este compensată în parte de micșorarea vitezei lichidului în stratul limită. In orice caz formula este susceptibilă corectării cu un coeficient experimental K, care evident trebuie să fie mai mare ca 1.

4. PRELUCRAREA DATELOR EXPERIMENTALE

Pentru caracterizarea fineței de pulverizare se obișnuiește să se folosească fie diametrul mediu definit de Sauter [4].

$$d_{ms}=\frac{\sum_{i=1}^{i=k} d_i^3\cdot n_i}{\sum_{i=1}^{i=k} d_i^2\cdot n_i} \quad (15)$$

fie diametrul mediu definit de Vitman [3].

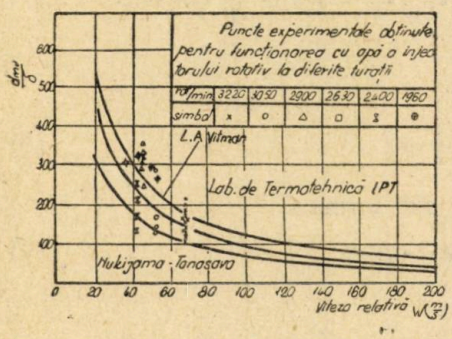


Fig. 5. Puncte experimentale obținute pentru funcționarea cu apă a injectorului rotativ la diferite turații.

$$d_{mv} = \frac{\sum_{i=1}^{i=k} g_i d_i}{\sum_{i=1}^{n} g_i} \qquad (16)$$

în care:

d_i — diametrul mediu de grup al picăturilor,
n_i — numărul de picături dintr-un grup,
k — numărul de grupuri,
g_i — greutatea totală a picăturilor de diametru d_i.

Pentru a pune în evidență influența vitezei relative asupra fineței de pulverizare, în figura 5 s-a reprezentat dependența:

$$\frac{d_{mv}}{\delta} = f(w) \qquad (17)$$

Pentru marea majoritate a probelor punctele experimentale se plasează destul de bine între curbele trasate după ecuațiile stabilite de Nukjiama-Tanasava [6], Laboratorul de termotehnică al I.P.T. [7] și L. A. Vitman [8], pentru injectoare pneumatice de joasă presiune.

Pornind de la acest prim rezultat, ipoteza care s-a presupus încă din timpul încercărilor experimentale și anume că la injectoarele de tip rotativ efectul de pulverizare se datorează în special aerului și numai în mică măsură efectului mecanic de centrifugare a lichidului, a început să se contureze din ce în ce mai mult. De aceea, în continuare, prelucrarea datelor experimentale a avut în vedere elucidarea în primul rînd a acestei probleme.

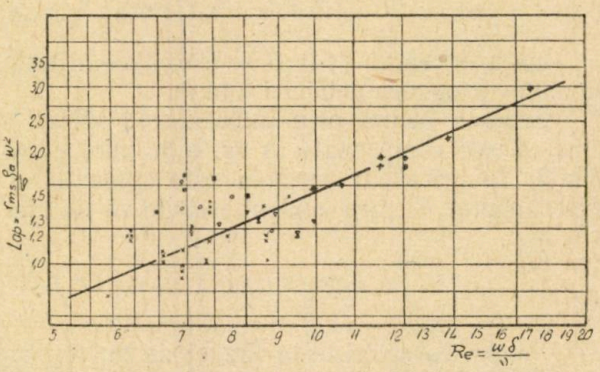


Fig. 6. Dependența invariantului Laplace în funcție de cifra Reynolds.

În figura 6 s-a reprezentat în coordonate logaritmice dependența dintre invariantul lui Laplace și numărul Re:

$$\frac{r_{ms} \cdot \rho_a \cdot w^2}{\sigma} = f_1\left(\frac{w\delta}{\nu}\right) \qquad (18)$$

în care:

r_{ms} — raza medie Sauter în m,
ρ_a — masa specifică a aerului în kgf s^2/m^4,
σ — tensiunea superficială a lichidului în kgf/m,
ν — vîscozitatea cinematică a lichidului în m^2/s.

Faptul că punctele experimentale se așează destul de bine în jurul unei drepte în coordonate logaritmice ne permite să exprimăm dependența din relația (5) sub forma:

$$\frac{r_{ms} \cdot \rho_a \cdot w^2}{\sigma} = A \left(\frac{w\delta}{\nu} \right)^n \tag{19}$$

în care A și n sînt două constante care depind de construcția injectorului. Pentru cazul de față $A = 7{,}4 \cdot 10^{-5}$ și $n = 1{,}08$.

În figura 7 s-a reprezentat de asemenea în coordonate logaritmice dependența:

$$\frac{d_{mv}}{\delta} = f(\Pi_2) \tag{20}$$

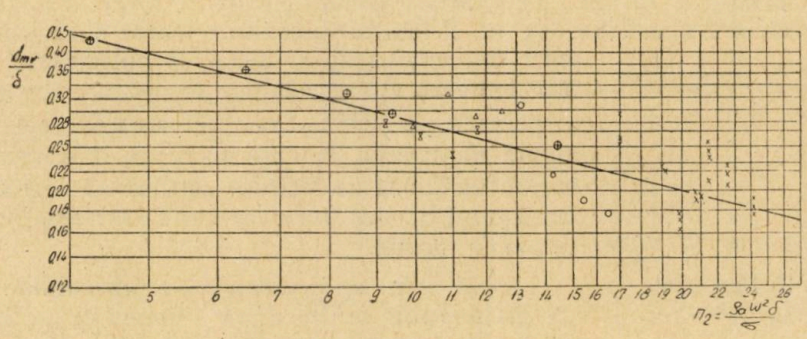


Fig. 7. Dependența $\frac{d_{mv}}{\delta} = f(\Pi_2)$.

în care $\Pi_2 = \frac{\rho_a \cdot w^2 \cdot \delta}{\sigma}$ reperzintă cifra Weber. Pe aceeași diagramă s-a trasat cu linie continuă dreapta stabilită prin încercările lui Vitman [3], [8] pentru injectoare pneumatice de joasă presiune de tip industrial și care corespunde ecuației:

$$\frac{d_{mv}}{\delta} = A_0 \left(\frac{\rho_a \cdot w^2 \delta}{\sigma} \right)^{-0{,}45} \tag{21}$$

în care coeficientul A_0 depinde de proprietățile fizice ale lichidului pulverizat precum și de construcția injectorului. În cazul de față $A_0 = 0{,}64$.

Dispersia mulțumitoare a punctelor experimentale în jurul acestei drepte confirmă ipoteza pusă mai sus și permite folosirea formulelor de calcul al diametrului mediu stabilit pentru cazul injectoarelor pneumatice.

cu condiția ca mărimea geometrică determinantă să fie folosită grosimea peliculei δ la ieșirea din cupa de pulverizare.

O influență relativ mică asupra fineței de pulverizare o exercită debitul de lichid G (l/h), precum și raportul L/G dintre greutatea aerului și greutatea lichidului așa după cum rezultă din figura 8 și 9.

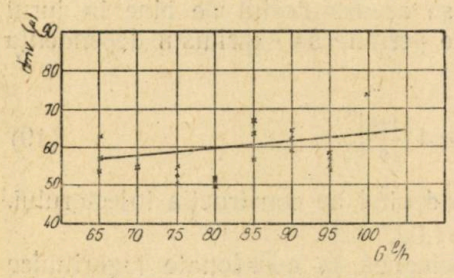


Fig. 8. Variația diametrului mediu în funcție de debitul de combustibil.

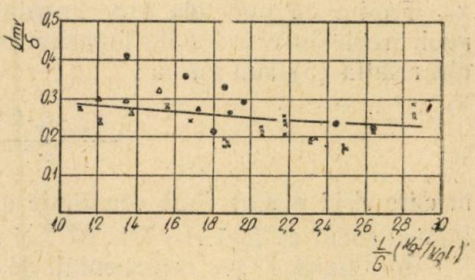


Fig. 9. Dependența $\frac{d_{mv}}{\delta} - f\left(\frac{L}{G}\right)$

În condițiile în care s-au făcut experiențele adică folosind ca mediu de pulverizare apa, care este un lichid cu vîscozitate foarte mică, cea mai mare influență asupra fineței de pulverizare o are fără îndoială viteza relativă dintre curentul de aer și pelicula de lichid. De altfel aceasta este strîns legată de turația la care lucrează injectorul, deoarece secțiunea de ieșire a aerului este constantă, iar debitul de aer livrat de ventilator este proporțional cu turația.

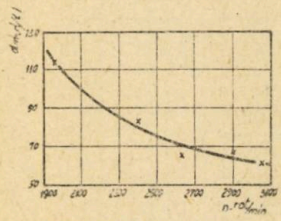


Fig. 10. Dependența $d_{mv}=f(n)$.

Acest lucru se evidențiază reprezentînd variația diametrului mediu după Vitman d_{mv} în funcție de turația injectorului (fig. 10) din care rezultă că pulverizarea se înrăutățește foarte mult pe măsură ce turația scade.

5. CONCLUZII

Cercetările experimentale au pus în evidență existența în primul rînd a unei interdependențe dintre parametrii fizici ai fluidelor pulverizant și pulverizat pe de o parte și parametrii constructivi și funcționali ai injectorului pe de altă parte. De asemenea ele au evidențiat faptul că în procesul de descompunere al peliculei de lichid, dacă vîscozitatea este neglijabilă rolul hotărîtor îl are acțiunea curentului de aer, iar perturbațiile interne ale peliculei de lichid datorită efectului de centrifugare au un rol secundar. De aici se desprinde concluzia foarte importantă și anume că îmbunătățirea funcționării acestor injectoare prin realizarea unei pulverizări mai fine este condiționată de mărirea vitezei relative, respectiv a debitului de aer. Aceasta

înseamnă că trebuie să se acorde atenție în primul rînd organului de alimentare cu aer, secțiunilor de curgere ale acestuia și în mai mică măsură formei geometrice a cupei de pulverizare.

Trebuie precizat că deși în cadrul lucrării de față nu s-au făcut încercări care să reliefeze influența vîscozității lichidului asupra fineței de pulverizare, se poate afirma cu toată convingerea că aceasta este însemnată. De aceea în exploatarea unor asemenea injectoare este tot așa de important ca și în cazul injectoarelor pneumatice să se asigure pulverizarea combustibilului pînă la temperaturi care să determine scăderea vîscozității relative în jur de (4—6)°E.

BIBLIOGRAFIE

1. Vlădea I., Barbu V., Ungureanu C., Bejan I., Theil H., Cotociu E., Influența principalilor parametrii asupra unghiului de pulverizare al unui injector rotativ. Bul. Șt. și teh. I.P.T. Tom. 7 (21) 1962.
2. M. Kuharev, Isledovanie raspîlivania i gorenia dizelnovo topliva. NAMI-Vîpusc 87 Moskva 1959.
3. Vitman L. A., Katnelson B. D., Palev I. I. *Raspîlivanie jidcosti forsuncami*, Gosenergoizdat, Moskva 1962.
4. Giffen E., Muraszev A., *The Atomozation of Liquid Fuels*, N. Y. 1953.
5. Kuznețov M. I., Lebedev A. M., *Topocinoe ustroistva sudovîh cotlov*, Leningrad 1959.
6. Nukijama S., Tanasava I., Experiments an the atomization of liguids in an air strean, Rep. 1 Trams. from. Trams. Soc. Mech. Eng. (Japan) 1938, 4 nr. 14 și nr. 15.
7. Ungureanu C., Pulverizarea combustibililor cu ajutorul injectoarelor pneumatice de joasă presiune, Energetica nr. 1962.
8. Vitman L. A., Necetorîe zaconomernosti raspîlîvanie jidcosti pnevmaticeschimi forsuncami s voprosî aerodinamichi i teplopere dati v cotelno — topocinîh protesah Gosenergoizdat, 1958.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТОНКОСТИ РАСПЫЛЕНИЯ РОТАЦИОННЫХ ФОРСУНОК

(РЕЗЮМЕ)

Экспериментальные исследования показали существование зависимости между физическими параметрами распыливаемых и распыливающих жидкостей и конструктивными и функциональными параметрами форсунки.

Они также выявили, что в процессе разложения поверхностей пленки жидкости, если пренебрегаем вязкостью, существенную роль имеет воздействие потока воздуха, а внутренние возмущения поверхностей пленки жидкости, вследствие эффекта центрофугирования, имеют второстепенные значение.

STUDIUM ÜBER DIE ZERSTAUBUNGSFEICHEIT BEI ROTIERENDEN INJEKTOREN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Die experimentellen Forschungen zeigen in erster Reihe einen Zusammenhang zwischen den physikalischen Parametern der zerstäubten und zerstäubenden Fluiden und den konstruktiven und funktoinellen Parametren des Injektors. Gleichfalls wird die Tatsache hervorgehoben, dass bei der Sprengung der Flüssigkeitsschicht — bei Vernachlässigung der Viskosität — die Einwirkung des Luftstromes eine massgebende Rolle hat, während die, infolge des Zentrifugaleffektes in der Flüssigkeitsschicht hervorgerufenen inneren Strömungen eine sekundäre Rolle spielen.

ASPECTUL ENERGETIC ŞI FUNCŢIONAL ÎN UTILIZAREA DIFERITELOR SORTURI DE COMBUSTIBIL LA MOTOARELE DIESEL DE LOCOMOTIVĂ

DE

I. ZAGANESCU, C. POPESCU

1. PREZENTAREA PROBLEMEI

Valorile ridicate ale randamentelor locomotivelor Diesel, $-\eta_L=0{,}26\ldots$ 0,27 la locomotivele din exploatarea curentă —, rezultă în primul rînd din proprietăţile termotehnice ale motorului Diesel determinate de prepararea amestecului combustibil-aer şi de desfăşurarea procesului de ardere în strînsă dependenţă de calitatea combustibililor folosiţi.

Creşterea continuă a ponderii sistemului Diesel în structura actuală a tracţiunii şi ca urmare mărirea în raport corespunzător a consumului de combustibil, necesitatea reducerii preţului de cost al transporturilor feroviare şi integrarea combustibililor utilizaţi în bilanţul energetic general al ţării, impun condiţii importante în alegerea sorturilor de combustibil. Motorul Diesel de tracţiune feroviară şi în special tipul de motor pentru locomotive nu mai poate fi considerat din aceste motive, ca un sistem redus la un singur fel de combustibil superior, ci trebuie examinat sub aspectul multiplu al posibilităţilor de utilizare a unei game de sorturi diferite de combustibil.

Utilizarea unei game largi de sorturi de combustibil, avînd calităţi şi preţuri diferite este determinată de stabilirea de criterii şi grade de economicitate din care să rezulte rentabilitatea fiecărui sort sub aspectul general al unor condiţii minime de calitate pentru exploatarea locomotivelor Diesel [1], [2], [3], [4], [5], [6], [7], [8].

2. CRITERIILE DE ECONOMICITATE LA UTILIZAREA COMBUSTIBILILOR ÎN MOTOARELE DIESEL DE LOCOMOTIVĂ

2.1. STABILIREA CRITERIILOR DE ECONOMICITATE

Dacă se înseamnă prin C suma cheltuielilor de calcul raportată la sortul de combustibil S ales ca sistem de referinţă şi prin C_1, $C_2 \ldots C_n$ sumele

de cheltuieli de calcul corespunzătoare pentru sorturile de combustibil S_1, $S_2 \ldots S_n$, economicitatea utilizării diferitelor sorturi de combustibil este exprimată de diferența dintre suma cheltuielilor de calcul rezultate în diversele variante de utilizare.

$$\Delta C = C - C_1 \; ; \; \Delta C = C - C_2 \ldots \Delta C = C - C_n \qquad (1)$$

Condiția de rentabilitate a utilizării diferitelor sorturi de combustibil în diverse variante este dată de satisfacerea relației de inegalitate

$$\Delta C > 0 \qquad (2)$$

Criteriile de economicitate ale utilizării diferitelor sorturi de combustibil sînt determinate de analiza cheltuielilor de calcul rezultate în diversele lor variante de folosire în motoarele Diesel de locomotivă.

2.2. SISTEMUL DE REFERINȚĂ PENTRU COMPARAȚIE

Ca sistem de referință pentru baza de comparație economică în alegerea diferitelor sorturi de combustibil Diesel se consideră ansamblul format din condițiile tehnice, din metodele de analiză și prețul de cost al motorinei rezultate din distilarea primară a țițeiului, conform standardului STAS 240-57 și pe care o denumim pe scurt *motorină primară sort* S_1.

Standardul STAS 240-57 definește motorina ca „un combustibil lichid folosit la motoarele Diesel de orice fel" fără a formula condiții speciale după locul de utilizare al motoarelor. Acest sort de combustibil Diesel fiind singurul utilizat în prezent în tracțiunea Diesel la noi în țară, alegerea lui ca sistem de referință este pe deplin justificată.

3. ASPECTELE DE UTILIZARE A DIFERITELOR SORTURI DE COMBUSTIBIL ÎN MOTOARELE DIESEL DE LOCOMOTIVĂ

3.1. DUBLU ASPECT AL CARACTERISTICII DE CALITATE A COMBUSTIBILULUI

Economicitatea locomotivelor este determinată de suma cheltuielilor de calcul raportată la un volum anumit de prestații. În această sumă de cheltuieli, combustibilul intervine sub un aspect dublu dependent de calitate : energetic și funcțional.

3.2. ASPECTUL ENERGETIC IN UTILIZAREA COMBUSTIBILILOR DIESEL

Aspectul energetic în utilizarea unui sort de combustibil în motoarele Diesel de locomotivă este definit de capacitatea lui de producere a energiei la un preț de cost anumit.

El este determinat de următorii factori principali :

— consumul specific de combustibil,
— randamentul total al locomotivei,
— puterea calorică a combustibilului.
— prețul de cost al combustibilului.

3.2.1. Consumul specific de combustibil

Consumul specific de combustibil b într-o locomotivă Diesel raportat la unitatea de prestație feroviară (100 t.br.km) rezultă din relația bilanțului energetic

$$b \cdot h_i \cdot \eta_L \cdot 427 = 100 \sum w \cdot 1\,000 \qquad (3)$$

în care:

h_i este puterea calorică inferioară a combustibilului, în kcal/kg,

η_L — randamentul total al locomotivei,

$\sum w$ — suma rezistențelor specifice de mers a trenului pe lungimea de cale (1 km) considerată, în kgf/t.

Consumul specific de combustibil pe 100 t.br.km va fi deci

$$b = 234{,}2 \cdot \frac{\sum w}{h_i \cdot \eta_L} \text{ kg} \qquad (4)$$

Din examinarea relației (3) rezultă, că pe o secțiune de cale dată având o anumită rezistență caracteristică și la un tren de greutate dată având o rezistență specifică la mers determinată, consumul specific de combustibil b este definit de randamentul total η_L al locomotivei și de puterea calorică h_i a combustibilului folosit.

3.2.2. Randamentul total al locomotivelor Diesel

Randamentul total η_L al locomotivei pentru diferite sorturi de combustibil este determinat de randamentul motorului Diesel η_M, adică în ultimă analiză de condițiile în care se efectuează procesul de ardere în cilindri (randamentul mecanic al motorului putînd fi considerat constant pentru diferite regimuri de ardere), întrucît randamentele transmisiei și sistemului de antrenare nu variază în funcție de felul combustibilului.

3.2.3. Puterea calorică a combustibilului

Puterea calorică h_i a combustibililor Diesel, indiferent de modul de prelucrare al țițeiului (produse de distilare primară, produse de cracare sau reziduuri de prelucrare) este situată pe un interval cu limite destul de apropiate între ele, aproximativ 9 200 ... 10 200 kcal/kg. La limita superioară se situează motorinele primare din țițeiuri de proveniențe diferite (parafinoase, semiparafinoase, neparafinoase), iar la limita inferioară păcurile de cracare.

Intervalul de variație a puterii calorice fiind foarte mic, diferența între cele două limite fiind de ordinul ~8%, rezultă că la calitate egală de procese de ardere în motorul Diesel, puterea calorică a combustibililor de pe intervalul considerat modifică foarte puțin aspectul lor energetic [2], [6], [8].

3.2.4. Prețul de cost al combustibililor Diesel

Prețul de cost al combustibililor Diesel variază pe piața mondială între limite largi în funcție de proveniența și modul lor de integrare în bilanțul energetic al țării respective.

În situația actuală raportul mediu de variație al prețului de cost dintre combustibilii de calitate superioară (motorină primară) și de calitate inferioară (păcuri de proveniențe diferite), este de aproximativ 3 : 1.

Puterea calorică pe aceeași gamă de combustibili nu variază în aceeași măsură ca prețul de cost, raportul de variație al ei fiind aproximativ 1 : 0,92. Evident, că a considera combustibilul numai sub raport al puterilor calorice nu este o condiție suficientă de caracterizare, *deci este necesară examinarea lor după modul complex de comportare în procesul energetic, în funcție de totalitatea proprietăților fizico-chimice.*

Sub aspectul combustibililor indigeni vom considera pentru posibilitatea de utilizare în motoarele Diesel sorturile arătate în tabelul 1.

Tabelul 1

Nr. crt.	Felul combustibilului Diesel	Denumirea sortului	STAS	Puterea calorică inferioară kcal/kg	Preț unitar mediu lei/tonă
1	Motorină primară	S_1	240-57	10 200	800
2	Combustibil lichid ușor pentru calorifere și focare industriale	S_2	54-59	9 700	620
3	Păcură pentru focare industriale	S_3	51-59	9 500	300

Nu s-au luat în considerare motorinele provenite din cracare sau amestecurile de motorine primare cu motorine de cracare, întrucît pînă în prezent nu este introdus un standard pentru aceste sorturi și nu au prețuri fixate.

La fel nu s-au luat în considerare sorturile de păcură provenite din reziduurile de cracare, ele fiind necorespunzătoare pentru folosirea în motoarele Diesel de locomotivă.

Prețul unitar mediu s-a calculat din prețurile existente pentru produse petroliere la 01.10.1963.

3.2.5. Prețul de cost al combustibilului raportat la consumul specific pe prestație feroviară

Consumul specific de combustibil raportat la unitatea de prestație feroviară (100 t.br.km) rezultă din formula (4).

Suma rezistențelor specifice de mers $\sum w$ se consideră la o valoare medie constantă de 8,5 kgf/t.

Randamentul total η_L al locomotivei Diesel îl considerăm ca variabil pe o gamă foarte redusă $\eta_L = 0{,}25 \ldots 0{,}27$ *întrucît menținerea randamen-*

tului aproximativ la aceeași valoare constituie însuși condiția de bază pentru utilizarea combustibililor inferiori. Rezultatele de calcul sînt trecute în tabelul 2.

Tabelul 2

Nr. crt.	Sortul de combustibil Diesel	Puterea calorică h_i kcal/kg	Randamentul total η_L	Consum specific de combustibil b kg/100 t·br·km	Preț de cost pe prestație feroviară P_k Lei/100 t·br·km
1	Motorină S_1.	10 200	0,27 0,26 0,25	0,73 0,75 0,78	0,58 0,60 0,62
2	Combustibil ușor pentru calorifere și focare industriale S_2	9 700	0,27 0,26 0,25	0,75 0,77 0,79	0,48 0,50 0,51
3	Păcură pentru focare industriale S_3	9 500	0,27 0,26 0,25	0,76 0,80 0,83	0,23 0,24 0,26

Pe baza datelor din tabelul 2 considerăm, că valoarea inferioară limită a randamentului total al locomotivelor Diesel, pentru a realiza o economicitate satisfăcătoare în raport cu celelalte sisteme de tracțiune, trebuie menținută la 0,25.

Variația consumului specific de combustibil raportat la unitatea de prestație feroviară, în funcție de puterea calorică a combustibilului $b=f(h_i)$ la

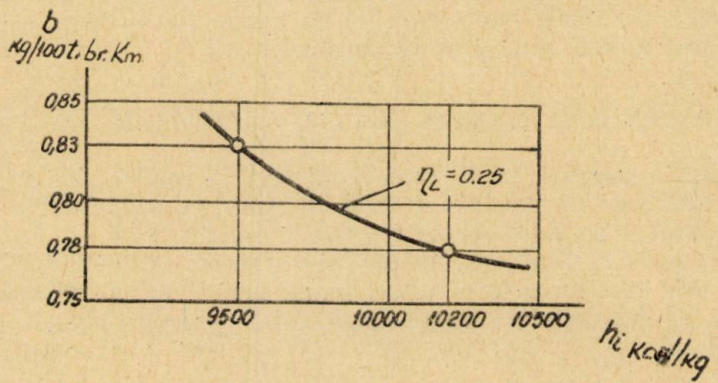


Fig. 1. Variația consumului specific de combustibil pe 100 t.br.km; $b=f(h_i)$, la $\eta_L=0{,}25=$const.

un randament total al locomotivei $\eta_L=0{,}25$ considerat ca valoare limită admisă este arătat în figura 1. Curba de variație are o alură aproximativ hiperbolică și cade odată cu creșterea puterii calorice. Diferența de consum

specific pe 100 t.br.km pe intervalul h_i=9 500 ... 10 200 kcal/kg este de 0,83—0,78=0,05 kg.

Importanța pe care o are variația randamentului total al locomotivei, în utilizarea diferitelor sorturi de combustibil asupra consumului specific de combustibil pe unitatea de prestație feroviară, rezultă din diagrama din figura 2. Alura celor trei curbe $b=f(\eta_L)$ este aproximativ aceeași, diferența de consum specific pe gama de randamente luate în considerare rămînînd aproximativ constantă.

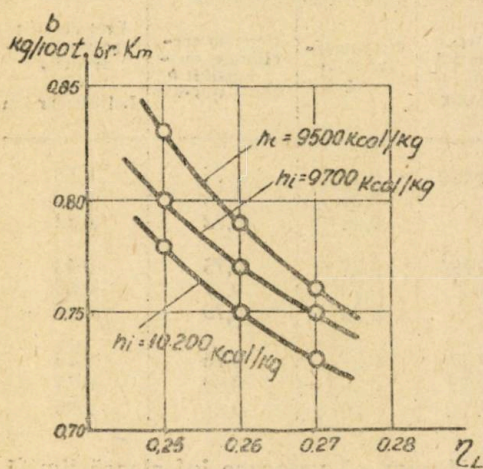


Fig. 2. Variația consumului specific de combustibil pe 100 t.br.km; $b=f(\eta_L)$ la diferite puteri calorice h_i de combustibil.

Din tabelul 2 rezultă, că prețul de cost al combustibilului raportat la consumul pe 100 t.br.km și randamentul locomotivei minim admis de 0,25, variază între valorile:

Lei 0,62 . . motorină S_1
Lei 0,51 . . combustibil ușor S_2
Lei 0,26 . . păcură S_3

Rezultă că diferența de cost la funcționarea cu păcură față de funcționarea cu motorină este de 0,62—0,26=0,36 Lei/100 t.br.km, iar la combustibilul ușor de calorifer față de motorină de 0,62—0,51=0,11 Lei/100 t.br.km. Economia valorică reală este evident considerabil mai mică, deoarece aducerea sorturilor inferioare de combustibil la condițiile de funcționare cu randamente convenabile este legată de un număr de servituți, care măresc prețul de cost al consumului de combustibil.

3.3. ASPECTUL FUNCȚIONAL IN UTILIZAREA COMBUSTIBILILOR DIESEL

Aspectul funcțional în utilizarea unui sort de combustibil în motoarele Diesel de locomotivă reprezintă în fond, în raport cu proprietățile lui fizico-chimice, procesul de interacțiune combustibil-motor.

Vom considera, că arderea în condiții convenabile în motorul Diesel este asigurată prin realizarea unor valori limită pentru următorii indicatori de calitate ai combustibilului: volatilitatea, cifra de cocs Conradson și cifra cetanică.

3.3.1. Proprietățile fizico-chimice ale sorturilor de combustibil considerate

În tabelul 3 sînt prezentate proprietățile fizico-chimice principale ale celor trei sorturi de combustibil considerate: motorină primară S_1, combustibil lichid ușor pentru calorifere și focare industriale S_2 și păcură pentru focare industriale S_3.

Tabelul 3

Sortul și tipul de combustibil	Motorina S_1 tip +5	Combustibil ușor S_2 tip S	Păcură S_3 tip 15/10	Observații
Puterea calorică inferioară kcal/kg	10 200	9 700	9 500	
Punctul de congelare °C	+5	−15	+10	
Viscozitate °E la 20 °C	1,2...1,7	2,8		
50 °C		1,8	15	
Distilare :				
— până la 250° C % vol. min.		12		
300 °C % vol. min.	50	30		
350 °C % vol. min.	85			
Punct de inflamabilitate °C min.	65	60	90	
Apă %	lipsă	0,5	1	
Cifra de cocs Conradson % max.	0,1	1	10...14,5	
Cenușă % max.	0,01	0,1	0,3	
Sulf % max.	0,25	0,3	1	
Asfalt % max.	lipsă	0,25	0,25	
Sedimente % max.	lipsă	0,2	1	
Cifra cetanică	50	40	40	Date aproximative
Indicele Diesel	48	38	38	Idem
Densitatea la 15 °C g/cm²	0,830	0,910	0,950	Idem

Standardele STAS — R. S. România prevăd pentru fiecare sort de combustibil mai multe tipuri ; în prezentarea din tabelul 3 s-au considerat din fiecare sort tipurile de calitate superioară, adică motorina S_1 tipul +5, combustibil lichid ușor S_2 tipul S, păcură S_3 tipul 15/10.

Cifra cetanică și indicele Diesel pentru sorturile S_2 și S_3 sînt date cu valori aproximative pe bază de comparație, întrucît ele nefiind considerate inițial drept combustibil Diesel, nu figurează în standardele respective.

Calitatea în parte necorespunzătoare a proprietăților fizico-chimice *provoacă anumite perturbări în procesul funcțional al motoarelor Diesel.* Pentru determinarea influenței pe care o au aceste perturbări asupra economicității motorului este necesar de a examina *modul de comportare a fiecărui sort de combustibil la diferite faze ale procesului de ardere.*

3.3.2. **Comportarea diferitelor sorturi de combustibil în procesul funcțional al motoarelor Diesel**

Efectul de comportare a unui sort de combustibil intervine în ansamblu pe întregul proces funcțional al motorului Diesel. Avînd un caracter rezultant, determinat de interacțiunea combustibil-motor, efectul de comportare se manifestă în mod diferit în fazele procesului de ardere. De aici rezultă necesitatea de a analiza sub raport al condițiilor de economicitate, comportarea fiecărui sort de combustibil, în funcție de proprietățile lui fizico-chimice, în diferitele faze ale procesului de ardere: formarea amestecului, aprinderea, arderea propriu-zisă, faza de post ardere [2], [6], [7], [11].

a) *Motorina primară sortul* S_1.

In prezentul studiu, motorina primară S_1 formează, prin caracteristicile sale, sistemul de referință ales ca bază de comparație. Drept urmare, se consideră, că sub raport al efectului de comportare în procesul funcțional al motoarelor Diesel, sortul de combustibil S_1 nu ridică nici-o problemă specială.

b) *Combustibilul lichid pentru calorifere sort* S_2.

Sortul de combustibil S_2 este un produs realizat prin diluare de reziduri de distilare a țițeiului (păcură) cu distilate de țiței, tipul S propus pentru încercare în motoarele Diesel de locomotivă avînd viscozitatea maximă de aproximtaiv 1,8 °E/50 °C. Se menționează, că amestecul este obținut la rafinării în proporții fixate, astfel produsul se livrează cu proprietăți fizico-chimice prestabilite și la locul de utilizare nu se mai acționează asupra raportului dintre constituienții de amestec.

Formarea amestecului combustibil-aer. La condiții identice de injecție calitatea amestecului este determinată de gradul de viscozitate. Valoarea limită de 1,8 °E/50 °C pentru viscozitatea sortului de combustibil S_2 satisface condițiile de realizare a unui grad de omogenitate suficient pentru micro și macrostructura jetului [2].

Faza de aprindere. Capacitatea de aprindere a combustibilului fiind determinată în principal de cifra cetanică, studiul comportării pe fază a combustibilului depinde de cunoașterea ei. Evident, o importanță foarte mare asupra valorii cifrei cetanice o are proveniența țițeiurilor din care derivă sortul de combustibil. Considerînd, în primă aproximație, că fracțiunile de combustibil derivă din țițeiuri parafinoase, admitem pentru cifra cetanică, respectiv indicele Diesel o valoare medie de calcul CeN=40.

Întîrzierea la aprindere s-a determinat după relația teoretică a lui Semenov N. N. [12].

$$\tau = \frac{C_1}{p^n} \cdot e^{\frac{C_2}{T}} \cdot 10^{-3} \qquad (5)$$

în care :

p este presiunea absolută la finele timpului de compresie, în kgf/cm^2,

T — temperatura absolută la finele compresiei, în °K,

n, C_1, C_2 — constante experimentale.

Valorile constantelor s-au luat după datele de încercare stabilite de H. Wolfer [13], [14] și Bassi A. [15] la Uzinele Sulzer și anume : $n=1{,}19$; $C_1=0{,}400$; $C_2=4\,650$.

Au rezultat pentru întîrzierea la aprindere valori cuprinse între $(1{,}2\ldots3{,}2)\cdot10^{-3}$ s, aproximativ cele determinate pentru motorina primară S_1.

Întrucît limita pentru mersul dur al motorului este de 0,0027 secunde indiferent de calitatea combustibilului, este necesar de a menține întîrzierea la aprindere sub această valoare. Un rol mare în menținerea întîrzierii la aprindere între limite acceptabile va avea volatilitatea, care și ea depinde în mare parte de proveniența sortului de combustibil [4], [6].

Faza de ardere propriu-zisă. La o calitate de amestec adusă pe o treaptă satisfăcătoare în funcție de gradul de viscozitate și la o întîrziere la aprindere sub 0,0027 secunde, viteza de reacție în desfășurarea fazei de ardere propriu-zisă are valori mai mici decît la arderea motorinei primare.

Volatilitatea este redusă cu 40...50% față de motorina primară și favorizează astfel oxidarea incompletă.

Cifra de cocs Conradson este de aproximativ zece ori mai mare decît la motorina primară ; ea lungește timpul de ardere și la același factor de exces de aer temperatura gazelor de evacuare va fi mai ridicată, deci pierderi de căldură și înrăutățirea factorului energetic al locomotivei.

Conținuturile de cenușă, de asfalt și de sedimente, măresc coeficientul de murdărire al cilindrilor, intensifică formarea de calamină și înrăutățesc condițiile de oxidare a combustibilului [4], [6], [7].

Faza de postardere. Fenomenele de postardere se manifestă prin :

— depuneri de calamină formată din substanțele carbonoase provenite din arderea incompletă a combustibilului, din oxidarea lubrefiantului, din diferite săruri și din particole metalice rezultate din uzura pieselor de cilindru,

— depuneri de cenușă,

— formare de trompete de cocs la ieșirea din gura injectorului,

— efecte de coroziune, relativ mici, întrucît conținutul de sulf este limitat la 0,3% și deci condițiile de generare de trioxid de sulf sînt reduse [2], [4], [6], [8].

c) *Păcura sort S_3*

Toate sorturile de păcură reflectă calitatea țițeiurilor din care rezultă și ele pot avea astfel un caracter parafinos, semiparafinos sau neparafinos după conținutul de parafină pe care îl au.

Păcurile nefiind definite încă drept combustibil tip pentru motoarele Diesel, vom considera sortul de păcură S_3 ca avînd un caracter parafinos,

comportîndu-se astfel în condițiile cele mai avantajoase la arderea în motoare (grad de viscozitate între 6...25 °E/50 °C, cifra cetanică aproximativ 36...40).

Formarea amestecului combustibil-aer. Calitatea amestecului fiind determinată de gradul de viscozitate, este necesar pentru a obține valori acceptabile de a-l reduce în dreptul sistemului de injecție de la 15 °E/50 °C la aproximativ 1,8...2 °E/50 °C. Păcura redusă la acest grad de viscozitate satisface condițiile de realizare a unui grad de omogenitate suficient pentru micro și macrostructura jetului [2].

Faza de aprindere. Capacitatea de aprindere a combustibilului depinde de cifra cetanică, respectiv indicele Diesel, care variază între limite largi (25...40) în funcție de proveniența țițeiului din care derivă sortul de păcură. Amintim ca valoare medie de calcul pentru cifra cetanică, respectiv indicele Diesel $CeN \approx I_D = 40$, pe baza considerentului că sortul de combustibil S_3 are un caracter parafinos.

Întîrzierea la aprindere are valori cuprinse între $(1{,}2...3{,}2) \cdot 10^{-3}$, apropiate deci de cele ale motorinei primare.

Determinarea perioadei de întîrziere la aprindere, pentru o locomotivă cu regim de serviciu identic, s-a făcut pe baza formulei teoretice a lui Semenov N. N. luînd pentru constante, conform datelor experimentale ale Uzinelor Sulzer valorile [16]: $n = 1{,}19$, $C_1 = 0{,}420$, $C_2 = 4\,650$.

Desigur toate valorile trebuie verificate pe cale experimentală, ele sînt însă acceptabile pentru calculele tehnico-economice de primă aproximație. Menținînd întîrzierea la aprindere la valori sub 0,0027 s, se asigură un mers liniștit pentru motor.

Valorile date pentru întîrzierile la aprindere sînt condiționate și de volatilitatea combustibilului.

Faza de ardere propriu-zisă. La o calitate de amestec adusă la treapta satisfăcătoare în funcție de gradul de finețe și de omogenitatea injecției și la o întîrziere la aprindere sub 0,0027 s, viteza de reacție la desfășurarea fazei de ardere propriu-zisă are valori mai mici decît în cazul motorinei primare S_1 și a combustibilului lichid pentru calorifere S_2.

Volatilitatea este redusă cu ~70% față de motorina primară și cu ~30% față de combustibilul pentru calorifere și se produc astfel condiții favorabile pentru o ardere incompletă.

Cifra de cocs Conradson are valori de 10...145 ori mai mare decît la celelalte sorturi de combustibil; timpul de ardere se lungește, și la același factor de exces de aer $\alpha \approx 1{,}4$, temperatura gazelor de ardere va ajunge în domeniul de 520...560 °C. Pierderile de căldură în motor sînt mai mari, iar factorul energetic al locomotivei se înrăutățește.

Coeficientul de murdărire al cilindrilor este mărit de aproximativ două ori față de cel dat de motorină, ca urmare a conținutului de cenușă, de asfalt și de sedimente mărit. Din aceeași cauză se intensifică și depunerea de calamină, care contribuie la reducerea calității arderii [4], [5], [6].

Faza de postardere. Fenomenele de postardere se manifestă prin:

— depuneri de calamină provocate de aceleași cauze ca la sortul de combustibil S_2, cu un grad de intensitate de 50...100% mai mare dato-

rită raportului C/H mai mare și a regimului termic din cilindri (temperaturi mai ridicate în pereți) ;

— depuneri de cenușă, conținutul maxim admis de 0,3% putînd da la un motor de 2 000 CP o cantitate de 15 kg cenușă în 24 ore, care în mare parte este evacuată odată cu gazele de ardere ;

— formarea de trompete de cocs la ieșirea din gura injectorului, ca urmare a valorii mari pe care o are cifra de cocs ;

— efecte de coroziune, datorită conținutului de 1% de sulf, care deși procentual este redus, poate totuși produce concentrații de trioxid de sulf suficient de mari pentru a declanșa acțiuni de coroziune electrochimică [2], [4], [5], [6], [8], [10], [16].

4. CONCLUZII

Din examinarea studiului de cercetare efectuat rezultă următoarele concluzii :

4.1. Utilizarea combustibililor inferiori în motoarele Diesel de locomotivă are o importanță de prim ordin, care se mărește continuu o dată cu creșterea ponderii sistemului Diesel în structura tracțiunii feroviare.

4.2. Condiția de bază pentru utilizarea economică a combustibililor inferiori este menținerea randamentului total al locomotivei aproximativ la aceeași valoare. Ca valoare medie a randamentului total al locomotivei pentru sorturile actuale indigene de combustibil Diesel s-a considerat gama de $\eta_{tL}=0{,}25 \ldots 0{,}27$.

4.3. Prețul de cost al combustibililor are o variație diferită de cea a puterii calorice, ca urmare, studiile tehnico-economice trebuie efectuate în această ipoteză.

4.4. Utilizarea diferitelor sorturi de combustibil pentru determinarea economicității în locomotivele Diesel, trebuie examinată sub două aspecte : energetic și funcțional.

4.5. Pe baza examinării comportării combustibililor în locomotivele Diesel sub cele două aspecte, energetic și funcțional, se va determina gradul de economicitate printr-o metodă de calcul adecvată.

4.6. Economicitatea utilizării combustibililor inferiori în motoarele Diesel de locomotivă fiind condiționată de menținerea randamentului total al locomotivei la o valoare prestabilită, rezultate definitive se vor putea prezenta după efectuarea experiențelor de ardere și a preparării combustibililor.

BIBLIOGRAFIE

1. Popescu Caius, *Sisteme de tracțiune feroviară*, București. Ed. Căilor ferate 1957.
2. Sass F., *Dieselmaschinen*, Vol. I și II.
3. Bericht Göttingen, *Dieselfahrzeugen im Schienenverkehr*, Köln, Röhrig C. 1954.
4. Popescu Caius, Alegerea combustibililor pentru locomotivele Diesel. Revista Căilor Ferate, 1960 nr. 11.
5. Yantsch F., *Kraftstoff-Handbuch Stuttgard*, Franckhische Verlagshandlung, 1960.
6. Spausta F., *Treibstoffe für Verbrennungsmotoren*, Vol. I și II, Wien, Springer J, 1955.
7. Philipovich A., *Die Betriebsstoffe für Verbrennungs-Kraftmaschinen*, Wien, Springer J, 1949.

8. Popescu Caius, Studiul energetic al arderii combustibililor inferiori în motoarele Diesel de locomotivă. Comunicare în sesiunea științifică I.C.F.-59.
9. „Hütte" vol. V. Ediția 28 Berlin, Ernst und Sohn, 1955.
10. Jostes F., Betrachtungen über Kraftstoffe für den Dieselmotor. M.T.Z. 1958 nr. 3.
11. Bănărescu Marin, *Motoare cu ardere internă*, Vol. I și II. București, Editura Tehnică 1959.
12. Vanseidt V. A. și colectiv, *Motoare Diesel*, traducere din limba rusă, Editura Tehnică București 1959.
13. Wolfer H., Der Zündvorgang im Dieselmotor. V.D.I. Forschungsheft 392, 1938.
14. Wolfer H., Le retard á l'alumage dans le moteur Diesel. Revue Technique Sulzer 1939 nr. 3.
15. Bassi A., Etudes expérimentales relatives aux systémes d'injection de moteurs Diesel. Revue Technique Sulzer Numéro de recherches 1963.
16. Durier Y., Caractéristiques des carburants et combustibles et leur influence sur le fonctionnement des moteurs. Paris. Institut Français du Petrole, 1958.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ И РАБОЧИЙ АСПЕКТ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ДЛЯ ТЕПЛОВОЗНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ РАЗЛИЧНЫХ СОРТОВ ГОРЮЧЕГО

(РЕЗЮМЕ)

Рост значения тепловозной системы в структуре железнодорожного транспорта требует учёта использования для дизельных двигателей тепловозов, топлив низшего качества.

В работе рассматриваются и устанавливаются основные условия, учет которых необходим при экономичном использовании топлив низкого качества.

Делается вывод, что для определения экономичности в случае тепловозов, использование различных сортов топлива необходимо рассматривать с двух точек зрения : энергетический и рабочий.

ÜBER ENERGETISCHE UND FUNKTIONELLE ASPEKTE BETREFFEND DIE BENÜTZUNG VON VERSCHIEDENEN BRENNSTOFFSORTEN IN DEN VERBRENNUNGSMOTOREN VON DIESELLOKOMOTIVEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Die steigende Verwendung von Triebfahrzeugen mit Antrieb durch Dieselmotore im Schienenfahrzeugsystem ergibt die Notwendigkeit als Treibstoffe der Dieselmotore schwere Heizöle zu verwenden.

Im vonliegenden Beitrag werden die Grundbedingungen des wirtschaftlichen Verbrauches der schweren Heizöle in den Dieselmotoren herausgestellt und festgelegt.

Man kommt zur Schlussfolgerung, dass zur Ermittlung der Wirtschaftlichkeit in den Diesellokomotiven bei Benützung verschiedener Brennstoffsorten sowohl die energetischen als auch die funktionellen Aspekte in Betrach gezogen werden müssen.

DETERMINAREA GRADULUI DE ECONOMICITATE A LOCOMOTIVELOR DIESEL, PENTRU DIFERITE SORTURI DE COMBUSTIBIL

Propuneri pentru o metodă de calcul

DE

I. ZĂGĂNESCU, C. POPESCU

Introducerea de sorturi de combustibil de calităţi diferite la locomotivele Diesel ridică problema stabilirii unei metode de calcul unitare pentru determinarea gradelor de economicitate. În stabilirea metodei de calcul se consideră actualele sorturi de combustibil S_1, S_2, S_3 pentru motoare Diesel, conform standardelor R. S. România existente în prezent.

1. DEFINIREA GRADULUI DE ECONOMICITATE

Gradul de economicitate al utilizării unui sort de combustibil, se determină pe baza criteriilor de economicitate stabilite, raportate la un sistem de referinţă ales.

Gradul de economicitate este rezultanta a trei elemente principale :

— prestaţiile locomotivei,
— durabilitatea locomotivei,
— servituţile ca urmare a preparării şi tratării combustibililor.

Se consideră condiţiile de microclimă U.I.C. : presiunea barometrică 720 torr, temperatura aerului 35 °C, umiditatea relativă 80%.

Motorul lucrează la limita de fum conform scării Bacharach.

1.1. Prestaţiile locomotivei

Tracţiunea Diesel cu locomotive atinge în raport cu alte sisteme un grad de rentabilitate satisfăcător la randamentul total $\eta_{tL} = 0{,}25$ şi luînd ca valoare medie de calcul pentru exploatare $\eta_L = 0{,}27$, s-au determinat prestaţiile locomotivei pe gama de randamente 0,25 . . . 0,27 pentru cele trei sorturi de combustibil.

1.2. Durabilitatea locomotivei

Durabilitatea locomotivei depinde de factorii de influență ai uzurilor. Obiectul prezentului studiu fiind axat pe economicitatea diferitelor sorturi de combustibil vom considera numai factorii datoriți proprietăților lor fizico-chimice și anume : conținutul de cenușă, de asfalt, sulf și cifra de cocs Conradson.

Limitele procentuale admise pentru diferitele substanțe din combustibil, ca și cifra de cocs Conradson au valori mult ridicate la combustibilii inferiori în raport cu motorina primară. Acest fapt provoacă incontestabil o creștere a volumului și a frecvenței uzurilor. Mai mult, de unde în cazul motorinelor primare s-a considerat conținutul de sulf cu totul neglijabil ca agent provocator de acțiuni de coroziune, la păcuri cu un procent chiar de 1% S (luat exagerat de mic) trebuie să se țină seama de posibilitatea de generare de trioxid de sulf și ca urmare de crearea unor condiții favorabile pentru atacuri de coroziune electrochimică interioară.

Ca timp de serviciu mediu pentru un motor Diesel de locomotivă am considerat 3 000 ore [1]. Acest interval de durată corespunde la utilizarea de motorine primare.

Intervalele de durată în cazul utilizării sorturilor inferioare S_2 și S_3 pot fi determinate numai prin observații și încercări pe timp lung. Drept urmare am adoptat pentru calcul de timpi de serviciu aproximativi :

— 2 700 ore (10% reducere) în cazul sortului S_2,

— 2 500 ore (~15% reducere) în cazul sortului S_3.

1.3. Servituțile pentru prepararea și tratarea combustibililor

Servituțile se împart în două categorii :.

— servituți în depourile de locomotive cuprinzînd întreaga gamă de operațiuni legată de manutenția combustibililor pînă la distribuirea lor pe locomotivă ;

— servituțile pe locomotivă cuprinzînd gama operațiunilor legate de alimentarea cu combustibil a motoarelor Diesel, de la rezervorul principal pînă la pompele de injecție.

1.3.1. *Motorina primară sort* S_1

Motorina primară S_1, datorită proprietăților sale fizico-chimice de înaltă calitate, nu necesită măsuri speciale de pregătire pentru utilizarea ei în motoarele Diesel de locomotivă.

Servituțile din depouri se reduc la instalațiile de distribuție obișnuite care asigură parametrii necesari pentru efectuarea procesului de echipare a locomotivelor Diesel. (Viteza de curgere în conducte 3 m/s).

Servituțile de pe locomotivă cuprind operațiuni de filtrare pentru reținerea impurităților ocazionale (praf, nisip, apă etc.), conform fluxului tehnologic reprezentat în schema din figura 1.

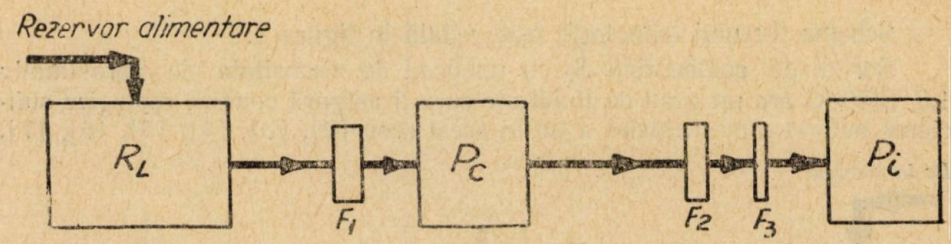


Fig. 1. Fluxul tehnologic de preparare a combustibilului S_1 pe locomotivă:

Schemă-bloc: R_L — rezervor de combustibil; F_1 — filtru inițial; F_2 — filtru grosier; F_3 — filtru fin; P_C — pompa de combustibil; P_i — pompa de injecție.

1.3.2. *Combustibil lichid pentru calorifere, sort S_2*

Combustibilul lichid pentru calorifere, sort S_2 se caracterizează, sub raport al utilizării în motoarele Diesele de locomotivă, prin următoarele aspecte de calitate a proprietăților fizico-chimice:

— grad de viscozitate între limite acceptabile (max. ~1,8 °E/50 °C);
— conținut ridicat de cenușă, de apă, asfalt și sedimente;
— cifră de cocs Conradson relativ mare;
— cifră cetanică medie de calcul CeN = ~40.

Servituțile din depourile de locomotive și de pe locomotivă vor fi orientate spre corectarea valorii acestor proprietăți fizico-chimice a combustibililor.

Servituțile din depourile de locomotive. Principiul director pe care îl adoptăm este pregătirea prealabilă a combustibilului în depouri la un grad de calitate, care să permită tratamente minime pe locomotive. Efectuarea operațiunilor de preparare a combustibililor în depouri permite concentrarea lor pentru un număr mare de locomotive (minimum 20); se obține astfel pe lîngă o supraveghere dirijată și o reducere însemnată a prețului de cost pentru tratarea combustibilului. Instalațiile de tratare mari au un preț de cost redus în raport cu instalațiile mici repartizate pe fiecare locomotivă și în plus nu măresc greutatea de serviciu a locomotivelor.

Servituțile din depourile de locomotive vor cuprinde cinci categorii de operațiuni:

— decantarea sedimentelor în rezervoarele de depozitare considerînd o durată de sedimentare de 10 ore;
— încălzire prealabilă la 50 ... 60 °C pentru aducerea combustibilului la temperatură convenabilă pentru efectuarea operațiunilor de separare;
— separare prin centrifugare a impurităților mecanice (cenușă, asfalt, praf etc.) și a conținutului de apă, în două trepte: purificarea pentru separarea impurităților pînă la aproximativ 100 μ și clarificare pentru separarea impurităților pînă la aproximativ 10 μ;
— filtrare după separare pentru reținerea impurităților între 10 ... 1 μ;
— dozare de aditive în rezervorul de amestec pentru corectarea cifrei cetanice.

BUDAPESTI MŰSZAKI EGYETEM KÖZPONTI KÖNYVTÁRA 1848

Schema fluxului tehnologic este redată în figura 2.

Sortul de combustibil S_2 cu un grad de viscozitate de aproximativ 1,8 °E/50 °C are un grad de fluiditate care îi asigură condiții reologice suficiente nefiind o preîncălzire a lui în acest scop [2], [3], [4], [5], [6], [7].

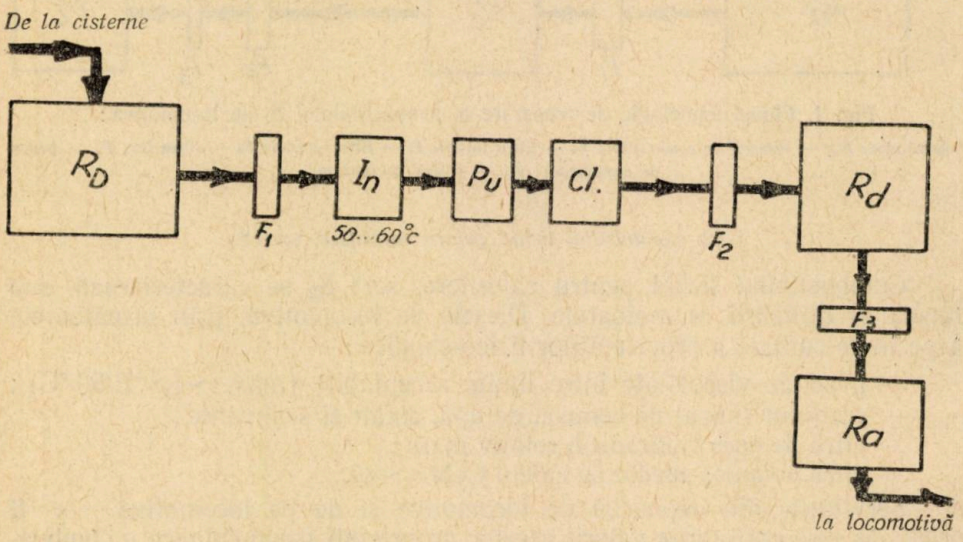


Fig. 2. Fluxul-tehnologic de preparare a combustibilului S_2 în depou :

Schemă-bloc: R_D — rezervor depozitare; F_1 — filtru inițial; F_2 — filtru grosier; F_3 — filtru fin; I_n — preîncălzitor; P_u — purificator; Cl — clarificator; R_d — rezervor de dozare; R_a — rezervor de alimentare.

Servituțile de pe locomotivă. Cuprind două categorii de instalații :

— filtre etajate în trepte pentru eliminarea aproximativ completă a impurităților ;

— încălzire la 50 . . . 60 °C pentru menținerea gradului de viscozitate la valoarea de 1,6 . . . 1,8 °E/50 °C și activarea vaporizării combustibilului.

Schema fluxului tehnologic a servituților de pe locomotivă este redată în figura 3.

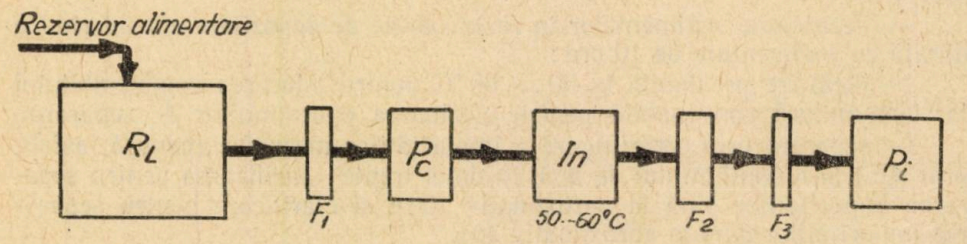


Fig. 3. Fluxul tehnologic de preparare a combustibilului S_2 pe locomotivă :

Schemă-bloc: R_L — rezervor de combustibil; F_1 — filtru inițial; F_2 — filtru grosier; F_3 — filtru fin; I_n — încălzitor; P_c — pompă de combustibil; P_i — pompă de injecție.

1.3.3. *Păcură, sort* S_3

Păcura sort S_3 se caracterizează sub raport al utilizării în motoarele Diesel de locomotivă, prin următoarele aspecte de calitate a proprietăților fizico-chimice :

— grad de viscozitate mare (15 °E/50 °C),
— conținut ridicat de cenușă, de apă, asfalt și sedimente,
— cifră de cocs Conradson foarte mare,
— cifră cetanică medie de calcul CeN = ~40.

Servituțile din depourile de locomotive și de pe locomotive vor cuprinde instalațiile și operațiile necesare pentru corectarea valorilor necorespunzătoare a proprietăților fizico-chimice.

Servituțile din depourile de locomotive. Principiul de concentrare a preparării preliminare a combustibililor în depouri, are o eficiență și mai mare în cazul utilizării păcurii, întrucît numărul instalațiilor și operațiunilor necesare este mai mare decît în cazul combustibililor din sortul S_2.

Servituțile din depourile de locomotive vor cuprinde șapte categorii de operațiuni :

— decantarea sedimentelor în rezervoarele de depozitare, considerînd o preîncălzire de 50 ... 60 °C pentru aducerea la condiții reologice convenabile (~3 m/s) și o durată de sedimentare de 24 ore ;
— încălzirea la 80 ... 90 °C pentru aducerea combustibilului la temperatura convențională de separare a impurităților ;
— separarea prin centrifugare a impurităților mecanice (cenușă, asfalturi dure și moi, praf etc.) și a conținutului de apă, în două trepte : purificare pentru separarea impurităților pînă la aproximativ 100 μ și clarificare pentru separarea impurităților pînă la aproximativ 10 μ ;
— spălarea păcurii cu apă pentru reducerea rezidurilor solubile în apă (conținut de Na) pînă la o valoare de 10 mg/l și pentru micșorarea astfel a atacului de coroziune chimică prin interacțiunea vanadiu-sodiu ;
— ruperea emulsiei păcură-apă prin instituirea unei suprafețe limite între cele două substanțe și separarea apei ;
— filtrare după separare pentru reținerea impurităților între 10 ... 1 μ ;
— dozare de aditivi în rezervorul de amestec pentru corectarea cifrei cetanice, în scopul reducerii depunerilor de calamină și de acțiune anticorosivă [2], [3], [4], [5], [6], [7], [8], [9].

Schema fluxului tehnologic a servituților din depourile de locomotive este redată în figura 4.

Servituțile pe locomotivă. Cuprind două categorii de operațiuni :

— filtrarea etajată în cîte două trepte grosier-fin între rezervorul principal și pompele de injecție ;
— încălzire la 110 ... 120 °C pentru aducerea gradului de viscozitate la ~1,8 ... 2 °E/50 °C și activarea vaporizării combustibilului.

Schema fluxului tehnologic a servituților de pe locomotivă este redată în figura 5.

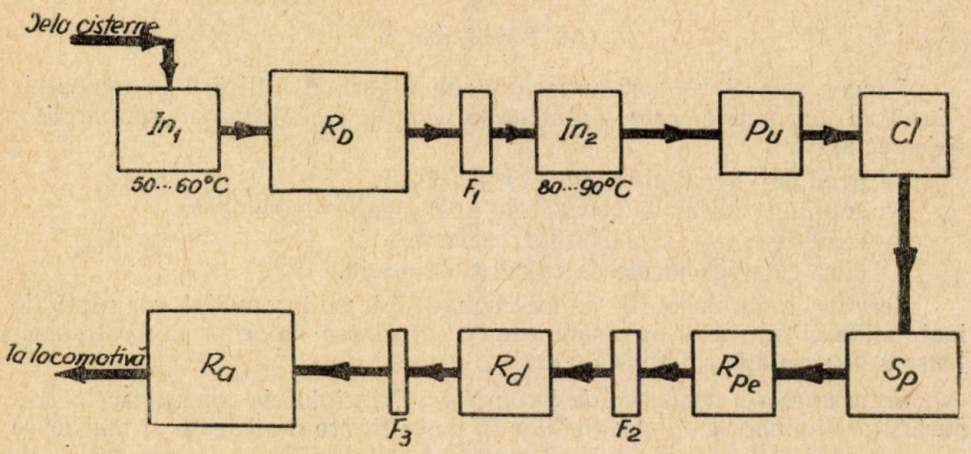


Fig. 4. Fluxul tehnologic de preparare a combustibilului S_3 în depou:

Schemă-bloc: R_D — rezervor de depozitare; In_1 — preîncălzitor; In_2 — încălzitor; F_1 — filtru inițial; F_2 — filtru grosier; F_3 — filtru fin; P_u — purificator; Cl — clarificator; S_p — spălător de combustibil; R_{pe} — rupător de emulsie; R_d — rezervor dozare; R_a — rezervor de alimentare.

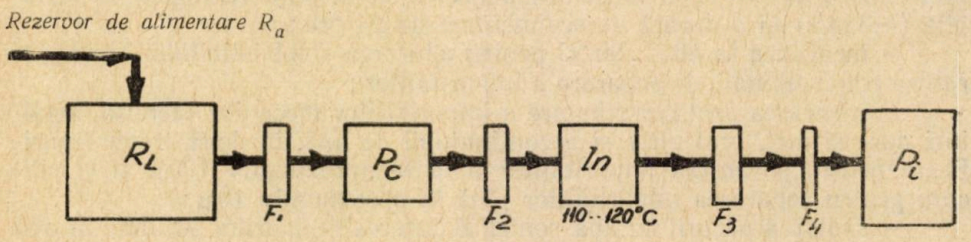


Fig. 5. Fluxul tehnologic de preparare a combustibilului S_3 pe locomotivă:

Schemă-bloc: R_L — rezervor de depozitare; In_1 — preîncălzitor; In_2 — încălzitor; F_1 — filtru inițial; F_2 — filtru; F_4 — filtru fin; In — încălzitor; P_c — pompă de combustibil; P_i — pompă de injecție.

2. REPARTIȚIA CHELTUIELILOR DE TRACȚIUNE

Repartiția diferitelor categorii în cadrul structurii globale a cheltuielilor de tracțiune este foarte variată și instabilă. Ea variază în funcție de condițiile de exploatare (secțiile de tracțiune, felul serviciului, sarcinile remorcate, viteza de mers) de la o serie de locomotivă la alta și chiar în interiorul aceleași serii. Ca urmare se va considera o repartiție de cheltuieli raportată la aceeași prestație de exploatare (100 t. br. km) efectuate de aceeași serie de locomotivă utilizînd însă sorturi diferite de combustibil S_1, S_2 și S_3.

Categoriile principale de cheltuieli de tracțiune care determină prețul de cost și ca urmare economicitatea utilizării diferitelor sorturi de combustibil sînt [1]:

— rata de amortizare,
— combustibil,
— lubrifiere,
— echiparea și întreținerea în depourile de locomotive,
— reparații periodice,
— personal de tracțiune.

Se va analiza fiecare din categoriile de cheltuieli în funcție de sortul de combustibil utilizat.

2.1. Rata de amortizare

Se determină din relația:

$$R_a = p + 100 \cdot \frac{q-1}{q^n-1} \cdot \frac{K-E}{K} \%_0 \qquad (1)$$

în care:

R_a este rata de amortizare pe an a locomotivei,
p — procentul anual, între 3,5 ... 7%,
$q = 1 + \frac{p}{100}$ — factorul de procent,
n — durabilitatea totală a locomotivei, considerată la 25 ani,
K — prețul de cost al locomotivei,
E — valoarea locomotivei după n ani și care se consideră în mediu 0,05 K.

Servituțile care intervin prin utilizarea de combustibili inferiori măresc prețul de cost al locomotivei prin instalațiile suplimentare necesare pentru tratarea combustibililor [1].

Costul de revenire a instalațiilor de tratare a combustibililor din depourile de locomotive se repartizează și el pe locomotivă, considerînd un nucleu de 20 locomotive Diesel pe depou.

2.2. Combustibilul

Cheltuielile de combustibil se determină din cele două aspecte de utilizare, (energetic și funcțional) pe baza randamentului motorului Diesel considerat pe gama de $\eta_M = 0{,}25 \ldots 0{,}27$ și a puterii calorice considerate pe gama $h_i = 9\,500 \ldots 10\,200$ kcal/kg și a prețului de revenire a combustibilului la depourile de locomotive.

2.3. Lubrifierea

Se consideră un consum de lubrifianți identic pentru toate sorturile de combustibil, evident la aceeași serie de locomotive. S-a luat ca valoare medie consumul specific de 2 g/CP · h, iar ca preț de cost mediu Lei 14 pe kg.

2.4. Echiparea și întreținerea în depouri

Cuprinde toate servitutile legate de tratarea combustibililor. Introducerea combustibililor inferiori ridică sensibil ponderea acestei categorii în cadrul global de cheltuieli.

Datele folosite pentru cheltuielile de echipare și întreținere în depouri sînt valori de calcul pentru comparație a sorturilor de combustibil, întrucît rezultate exacte se pot obține numai prin încercări repetate și în timp îndelungat.

2.5. Reparații periodice

Intervalele de durată a locomotivelor Diesel dintre două reparații fiind considerate diferite în cazul utilizării celor trei sorturi de combustibil și ponderile de cheltuieli vor fi diferite.

Datele folosite pentru cheltuielile de reparații periodice sînt și ele valori de calcul pentru comparație a comportării diferitelor sorturi de combustibil, întrucît rezultate exacte se pot obține numai după o perioadă de timp, în care se înregistrează volumul de uzuri care se produc la organele motorului Diesel în contact cu combustibilii.

2.6. Personal de tracțiune

Se consideră aceeași pondere de cheltuieli pentru toate sorturile de combustibil.

Cheltuielile de personal pentru manutenția și tratarea combustibililor repartizîndu-se pe întregul nucleu de locomotive considerat, sînt neglijabile și nu afectează structura generală.

Repartiția aproximativă, pe baza analizei efectuate, a cheltuielilor de tracțiune pentru cele trei sorturi de combustibil este redată în tabelul 1.

Cifrele din tabelul 1 sînt valori de primă aproximație, ele urmează să fie verificate prin încercări pe o durată de timp lungă. Evident ele diferă după prețul de revenire din fiecare categorie de cheltuieli. Ca valori medii pentru calcule de comparație cifrele procentuale pot fi acceptate fără nici-o eroare [1].

Tabelul 1

Categoria de cheltuieli	Repartiț a după sorturile de combustibil în %		
	S_1	S_2	S_3
Rata de amortizare	12,50	13,10	15,12
Combustibil	31,40	27,20	15,49
Lubrifiere	1,80	1,90	2,07
Echiparea și întreținerea în depouri de locomotive	5,60	7,30	10,65
Reparații periodice	28,40	29,58	33,75
Personal de tracțiune	20,30	20,92	22,92
TOTAL	100 %	100 %	100 %

3. DETERMINAREA GRADULUI DE ECONOMICITATE

Gradul de economicitate în cazul utilizării de sorturi diferite de combustibil ($S_1 \ldots S_3$) în locomotivele Diesel se determină din diferența procentuală a cheltuielilor de tracțiune.

Gradul de economicitate va fi diferit în funcție de randamentul total al locomotivei.

3.1. Gradul de economicitate pentru $\eta_L = 0{,}27$

În tabelul 2 sînt trecute în raport procentual diferitele categorii de cheltuieli de tracțiune, raportate la cheltuielile în cazul utilizării motorinei primare S_1 luată ca sistem de referință pentru comparație, considerînd că randamentul total al locomotivei este $\eta_L = 0{,}27$ pentru toate sorturile de combustibil.

— Gradul de economicitate pentru sortul de combustibil S_2:

$$\Delta C' = C_1 - C_2 = 100 - 96{,}21 = 3{,}79\% \qquad (2)$$

— Gradul de economicitate pentru sortul de combustibil S_3:

$$\Delta C'' = C_1 - C_3 = 100 - 84{,}26 = 15{,}74\% \qquad (3)$$

Tabelul 2

Categoria cheltuielilor de tracțiune	Cheltuieli de tracțiune în sortul de combustibil S_1 %	Cheltuielile de tracțiune în sort combustibil S_2		Cheltuielile de tracțiune în sort combustibil S_3	
		în % a valorilor din col. 1	pentru 100 unități de tracțiune S_1 $\left(\frac{\text{col. 1} \times \text{col. 2}}{100}\right)$	în % a valorilor din col. 1	pentru 100 unități de tracțiune S_1 $\left(\frac{\text{col. 1} \times \text{col 4}}{100}\right)$
	1	2	3	4	5
Rata de amortizare	12,50	101	12,62	102	12,75
Combustibil	31,40	84	26,37	41	12,87
Lubrifiere	1,80	100	1,80	100	1,80
Echipare și întreținere în depouri	5,60	110	6.16	120	6,72
Reparații periodice	23,40	102	28,96	105	29,82
Personal de tracțiune	20,30	100	20,30	100	20,30
	100,00	—	96,21	—	84,26

3.2. Gradul de economicitate pentru $\eta_L = 0{,}26$

Se consideră că randamentul total al locomotivei rămîne $\eta_L = 0{,}27$ în cazul utilizării combustibilului din sortul S_1 și este $\eta_L = 0{,}26$ în cazul utilizării combustibililor din sorturile S_2 și S_3.

Cheltuielile de tracțiune de la categoria combustibil vor crește procentual față de valorile sortului S_1, respectiv raportate la 100 unități de cheltuieli de tracțiune S_1 (col. 1 tabelul 2).

sortul S_2: 87,40 respectiv 27,40=26,37+1,03

sortul S_3: 42,50 respectiv 13,34=12,87+0,47

Celelalte categorii de cheltuieli rămîn la valorile din tabelul 2.

Cheltuielile de tracțiune pentru 100 unități de cheltuieli de tracțiune S_1 vor fi:

sortul S_2: 97,24=96,21+1,03

sortul S_3: 84,73=84,26+0,47

— Gradul de economicitate pentru sortul de combustibil S_2:

$$\Delta C' = C_1 - C_2 = 100 - 97{,}24 = 2{,}76\% \quad (4)$$

— Gradul de economicitate pentru sortul de combustibil S_3:

$$\Delta C'' = C_1 - C_3 = 100 - 84{,}73 = 15{,}27\% \quad (5)$$

Gradul de economicitate variază foarte puțin prin micșorarea randamentului cu 1%.

3.3. Gradul de economicitate pentru η_L=0,25

Se consideră că randamentul total al locomotivei rămîne $\eta_L = 0{,}27$ în cazul utilizării combustibilului din sortul S_1 și este de $\eta_L = 0{,}25$ pentru combustibilii din sorturile S_2 și S_3.

Cheltuielile de tracțiune de la categoria combustibil vor crește procentual față de valorile sortului S_1, respectiv raportate la 100 unități cheltuieli de tracțiune S_1 (col. 1. din tabelul 2).

sortul S_2: 90,70 respectiv 28,40=26,37+2,03

sortul S_3: 44,20 respectiv 13,87=12,87+1,00

Cheltuielile de tracțiune pentru 100 unități de cheltueli de tracțiune S_1 vor fi:

sortul S_2: 98,24=96,21+2,03

sortul S_3: 85,26=84,26+1,00

— Gradul de economicitate pentru sortul de combustibil S_2:

$$\Delta C' = C_1 - C_2 = 100 - 98{,}24 = 1{,}76\% \quad (6)$$

— Gradul de economicitate pentru sortul de combustibil S_3:

$$\Delta C'' = C_1 - C_3 = 100 - 85{,}26 = 14{,}74\% \quad (7)$$

Se poate ușor constata din valorile diferite ale gradelor de economicitate influența mare pe care o are asupra variației lor randamentul total al locomotivei.

Se confirmă astfel teza, că la baza utilizării cu economicitate convenabilă a combustibililor inferiori în locomotivele Diesel stă condiția de menținere aproximativ la aceeași valoare a randamentului total al locomotivei [1], [2], [9], [10].

4. RENTABILITATEA UTILIZARII COMBUSTIBILILOR INFERIORI IN LOCOMOTIVELE DIESEL

Rentabilitatea utilizării combustibililor inferiori în locomotivele Diesel rezultă din gradul de economicitate prin condiția

$$\Delta C > 0 \qquad (8)$$

ΔC fiind diferența dintre cheltuielile de tracțiune pentru prestații egale, la aceeași locomotivă utilizînd sorturi diferite de combustibil.

Puterea motorului Diesel fiind, la același randament total al locomotivei, direct proporțională cu puterea calorică a combustibilului, se vor putea efectua prestații egale cu sorturi inferioare numai prin mărirea corespunzătoare a consumului specific de combustibil. Ca urmare gradele de economicitate rezultate trebuie afectate cu factori de reducere corespunzători și anume:

pentru sortul de combustibil S_2: 9 700/10 200 = 0,95
pentru sortul de combustibil S_3: 9 500/10 200 = 0,93

În tabelul 3 sînt trecute noile grade de economicitate împreună cu respectivele condiții de rentabilitate.

Tabelul 3

Randamentul total al locomotivei	Gradul de economicitate		Condiții de rentabilitate $\Delta C > 0$	
	Sortul S_2	Sortul S_3	Sortul S_2	Sortul S_3
0,27	3,60	14,82	+	+
0 26	2,62	14,20	+	+
0,25	1,67	13,70	+	+

Din examinarea datelor din tabelul 3 rezultă satisfacerea condițiilor de rentabilitate $\Delta C > 0$ pentru ambele sorturi de combustibil S_2 și S_3, pe gama de randamente totale de locomotivă $\eta_L = 0,25 \ldots 0,27$.

La valoarea inferioară a randamentului total $\eta_L = 0,25$ rentabilitatea în cazul utilizării sortului S_2 este la limită (1,67%), iar pentru sortul S_3 este de 13,70%, cifră apreciabilă, dacă se are în vedere volumul mare de prestații pe care le efectuează locomotivele Diesel.

Rentabilitatea definitivă va putea fi determinată după un număr de încercări de ardere, din care va rezulta volumul exact al servituților care trebuie introduse pentru tratarea combustibililor inferiori.

5. CONCLUZII

Din datele de calcul ale metodei utilizate rezultă următoarele concluzii :

5.1. Metoda de calcul se aplică la diferite sorturi de combustibil utilizate la motoarele Diesel de locomotivă.

5.2. Ca bază de comparație în calculul gradelor de economicitate se consideră că randamentul total al locomotivei se menține la o valoare constantă și egală pentru toate sorturile de combustibil. Menținerea randamentului locomotivei la aceeași valoare este o consecință a introducerii servituților de preparare și tratare a combustibililor inferiori.

5.3. Gradele de economicitate au o valoare relativă, determinată de prețul de cost al diferitelor sorturi de combustibil și a servituților introduse pentru tratarea și prepararea combustibililor inferiori.

5.4. În condițiile actuale de prețuri de cost pentru sorturile de combustibili indigeni S_1, S_2, S_3 considerați în prezentarea metodei de calcul, gradele de economicitate rezultate sînt cuprinse între 1,67% și 13,70% în raport cu sortul S_1 (motorină primară) considerată ca sistem de referință.

5.5. Volumul exact și felul servituților care se introduc în depouri și pe locomotive vor putea fi determinate după examinarea datelor și rezultatelor care se vor obține la cercetările care urmează a se efectua cu arderea a diferite sorturi de combustibil.

BIBLIOGRAFIE

1. Bericht Göttingen, *Dieselfahrzeugen im Schienenverkehr*, Köln. Röhrig C. 1954.
2. Sass F., *Dieselmaschinen*. Vol. I și II. Berlin, Springer J. 1957.
3. Jantsch F., *Kraftstoff — Handbuch Stuttgart*, Franckh'sche Verlagshandlung, 1960.
4. Spausta F., *Treibstoffe für Verbrennungsmotoren*. Vol. I și II. Wien, Springer J, 1953.
5. Durier Y., Caracteristiques des carburants et combustibles et leur influence sur le fonctionement des moteurs. Paris, Institut Français du Petrole, 1958.
6. Waas H.-Achard H., Schwerölversuche mit einem raschlaufenden Maybach-Dieselmotor. MTZ 1960/11.
7. Hess F.-Hoffmeyer G., Entwicklung der Aufbereitung von Rückstandsölen bis zum Gravitrol-System. MTZ 1960 nr. 11.
8. * * * Boiler Fuels im Medium Speed Engines. Oil Engine and Gas Turbine 1964, nr. 3.
9. Popescu Caius, *Sisteme de tracțiune feroviară*, București. Editura Căilor Ferate, 1957.
10. Riggio A., Sui costi dei transporti nella rete delle Ferovie Italiane dello Stato. Ingegneria Ferroviaria 1953, nr. 9.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТЕПЕНИ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТЕПЛОВОЗОВ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СОРТАХ ГОРЮЧЕГО

(РЕЗЮМЕ)

В работе предлагается единичный метод расчета для определения степени экономичности при использовании различных сортов горючего. На основе этого метода можно определить экономичность использова-

ния для тепловоза легкого горючего, употребляемого для центрального отопления и промышленных топок, а также мазута.

Делается вывод, что экономичность равна 1,67%, соответственно 13,70% по сравнению с дизельным топливом.

DIE BESTIMMUNG DER WIRTSCHAFTLICHKEIT VON DIESELLOKOMOTIVEN FÜR VERSCHIEDENE BRENNSTOFFARTEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Im vorliegenden Beitrag wird ein einheitliches Berechnungsverfahren zur Bestimmung der Wirtschaftlichkeit von Diesellokomotiven bei Benützung von Brennstoffen verschiedener Qualität vorgeschlagen. Auf Grund dieser Methode wird die Wirtschaftlichkeit der Benützung des leichten Brennstoffes für Heizöfen und Industrieöfen, als auch des schweren Heizöles Masut berechnet.

Es ergibt sich, dass die Wirtschaftlichkeit 1,67% bzw. 13,70% im Vergleich zum üblichen Dieseltreibstoff (Motorin) beträgt.

CONSIDERAȚII PRIVIND EXPLOATAREA ECONOMICĂ A STAȚIILOR DE TRANSFORMARE CU MAI MULTE TRANSFORMATOARE

DE

I. HEINRICH

Transformatoarele stațiilor de transformare sînt încărcate cu sarcină variabilă în raport cu timpul, variația sarcinei în funcție de timp fiind redată de curba de sarcină a stației. Izolația unui transformator e supusă fenomenului de îmbătrînire, ceea ce determină uzura transformatorului. Uzura depinde de temperatura la care este supusă izolația înfășurărilor și de durata funcționării la temperatura respectivă. În cazul sarcinii variabile în timp uzura relativă se poate exprima matematic sub forma [1]:

$$u_r = \frac{1}{T_0} \int_0^t e^{\alpha(\tau_i^* - 95)} dt \qquad (1)$$

unde

T_0 — perioadă de timp de referință,
τ_i^* — temperatura înfășurării în locul cel mai cald,
α — coeficient constant.

Se constată, că la $\tau_i^* = 95$ °C și $t = T_0$ rezultă $u_r = 1$; condiții ce precizează deci uzura de referință. Uzura, ce are loc la temperatura de 95 °C a înfășurării la locul cel mai cald, se denumește uzură normală, deoarece ea duce la uzarea totală a transformatorului în 15—20 ani, acest timp fiind considerat drept timp normal de uzură. Se menționează, că deoarece sarcina variază în timp, rezultă $\tau_i^* = f(t)$. Timpul de referință T_0 de obicei se consideră de 24 ore. Coeficientul α, corespunzător regulii celor 8 grade, regulă unanim adoptată în literatură, trebuie să se ia cu valoarea 0,0865.

Transformatorul poate fi temporar supraîncărcat, dacă în timpul funcționării lui apar perioade cu sarcină sub cea nominală. Durata admisibilă a supraîncărcării la factor de suprasarcină dat se stabilește astfel, ca uzura medie pe o perioadă considerată (de obicei o zi) să fie egală cu cea normală, sau să fie sub cea normală, dacă se prevede funcționarea cu „rezervă" de uzură.

Din cele arătate rezultă, că regimul de exploatare a unui transformator se stabilește ținînd cont de considerente de uzură.

Dacă o stație de transformare este prevăzută cu mai multe transformatoare, numărul transformatoarelor care se mențin în funcționare în paralel, depinde de sarcina stației. Se știe, că numărul transformatoarelor în funcțiune se alege astfel, ca pierderile în transformatoare și cele corespunzătoare pe rețea să fie minime. Astfel problema determinării sarcinii stației, la care se conectează, respectiv se deconectează un anumit transformator se rezolvă exclusiv pe baza criteriului pierderilor minime, fără să se țină cont de uzura transformatoarelor.

Deoarece soluția optimă din punct de vedere economic a unei probleme se stabilește avînd în vedere atît cheltuielile curente de exploatare, cît și cheltuielile legate de fondurile fixe, prezenta lucrare analizează posibilitățile de a ține cont și de uzura transformatoarelor la stabilirea numărului de transformatoare ce se mențin în funcțiune la o stație, la o sarcină dată.

Dacă conectarea, respectiv deconectarea transformatoarelor se efectuează după criteriul pierderilor minime, încărcările medii ale lor vor fi inegale, rezultînd și uzuri inegale ale acestor transformatoare. Deoarece uzura este o funcție exponențială în raport cu temperatura locului cel mai cald al înfășurării, iar această temperatură crește mai repede decît liniar în funcție de factorul de sarcină, rezultă, că uzura totală minimă se obține la menținerea permanentă în funcționare a tuturor transformatoarelor instalate. Evident, un asemenea regim de exploatare a stației duce la pierderi mărite.

Din cele expuse rezultă că pentru a avea cheltuieli totale minime, ținînd cont atît de cheltuielile pentru acoperirea pierderilor, cît și de cheltuielile de amortizare, scoase în evidență prin uzura transformatoarelor, trecerea de la n transformatoare în funcțiune la $n+1$, trebuie să aibă loc la o sarcină mai mică, decît cea determinată de criteriul pierderilor minime.

Considerăm curba de sarcină din figura 1 *a*, care urmează să fie acoperită spre exemplu de două transformatoare identice. Fie S_{cr_1} sarcina critică la care are loc trecerea de la funcționarea cu un transformator la funcționarea cu două transformatoare în paralel, determinată pe baza criteriului

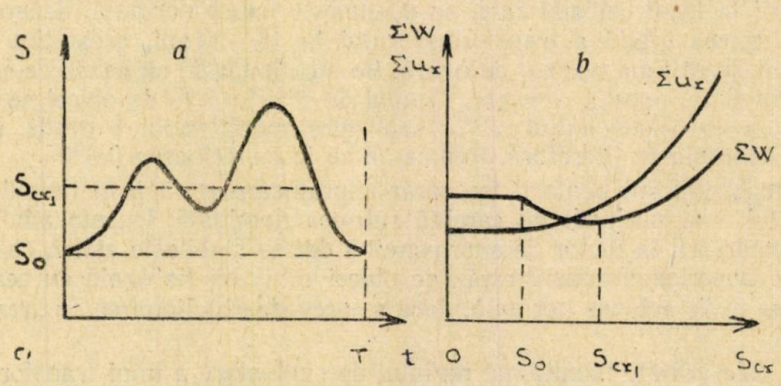


Fig. 1.

pierderilor minime. Diagrama din figura 1 *b* scoate în evidență curba de variație a pierderilor totale pe timpul T și a uzurii relative totale a ambelor transformatoare, în funcție de diferite valori ale sarcinii critice. În diagramă s-a considerat $\sum W = W_1 + W_2$, $\sum u_r = u_{r1} + u_{r2}$, unde W_1 și W_2 reprezintă pierderile ce au loc în timpul T în transformatoarele *1*, respectiv *2*; u_{r1} și u_{r2} reprezintă uzurile suferite în perioada T de transformatoarele *1*, respectiv *2*. Cheltuielile totale legate de funcționarea stației vor fi:

$$C_{tot} = k_1 \cdot \Sigma W + k_2 \cdot \Sigma u_r + k_3 \qquad (2)$$

unde k_1, k_2 și k_3 sînt constante.

Relația se mai poate scrie sub forma:

$$C_{tot} = k_1 \cdot f(S_{cr}) + k_2 \cdot \varphi(S_{cr}) + k_3 \qquad (3)$$

Minimul cheltuielilor se obține la S_{cr_2} determinată de relația:

$$\frac{\partial C_{tot}}{\partial S_{cr}} = 0. \qquad (4)$$

Din cauza alurii curbelor rezultă

$$S_{cr_2} < S_{cr_1}.$$

Pentru a putea evalua prin calcul uzura unui transformator, curba reală de sarcină (fig. 1 *a*) se aproximează cu o curbă de sarcină în trepte (fig. 2 *a*). În acest caz însă nici curbele $\sum W = f(S_{cr})$ și $\sum u_r = \varphi(S_{cr})$ nu vor fi curbe continue, ci ele vor obține forma din fig. 2 *b*. La trasarea curbei $\sum W = f(S_{cr})$ s-a presupus că sarcina critică determinată de criteriul pierderilor minime se situează între sarcinile S_2 și S_3. Cum rezultă însă din forma curbelor în trepte, criteriul cheltuielilor totale minime poate situa sarcina critică între sarcinile S_1 și S_2, sau chiar sub sarcina S_1.

Cele arătate vor fi concretizate prin următorul exemplu de calcul: fie curba de sarcină a unei stații cu două transformatoare cea din figura 3. În figură s-a folosit notația

$$k_{st} = \frac{S}{S_{nst}} = \frac{S}{2S_n}$$

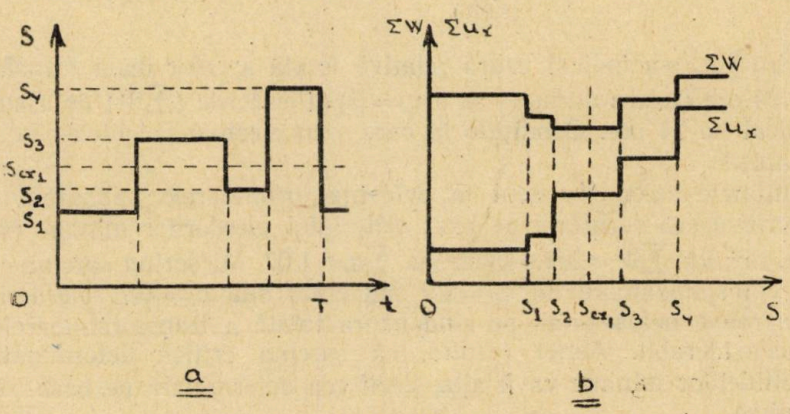


Fig. 2.

unde

S — sarcina staţiei,
S_{nst} — puterea nominală instalată în staţie,
S_n — puterea nominală a unui transformator (s-a presupus că cele două transformatoare sînt identice).

Notînd cu k_{st} factorul de sarcină al staţiei şi cu k_{tr} factorul de sarcină al unui transformator, rezultă, că în cazul cînd ambele transformatoare sînt în funcţie, $k_{tr}=k_{st}$, dacă însă numai un singur transformator este în funcţie, $k_{tr}=2k_{st}$.

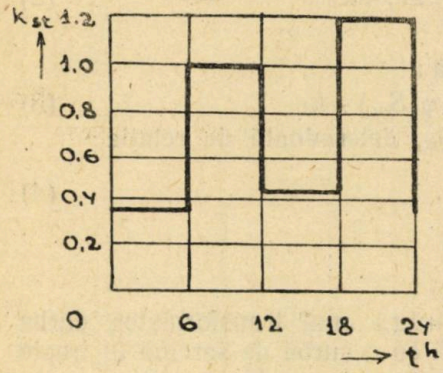


Fig. 3.

Fie caracteristicile unui transformator $S_n=240$ kVA; $U_{1n}=35$ kV; $p_{Fe_n}=1{,}63$ kW; $p_{Cu_n}=5$ kW; $u_{sc}=6{,}5\%$; $i_0=7\%$. De asemenea se admite, că valoarea echivalentului economic al puterii reactive pentru staţia considerată este de $k_e=0{,}04$. Factorul de sarcină corespunzător sarcinii critice, ţinînd cont numai de criteriul pierderilor minime, se determină în modul cunoscut (vezi anexa). În cazul exemplului de calcul considerat, el rezultă $k_{tr}=0{,}905$ ($k_{st}=0{,}4525$). Pentru a ţine cont şi de uzura transformatoarelor, se determină curbele indicate în figura 2 *b*. În cazul concret considerat, aceste curbe sînt caracterizate prin cifrele redate în tabelul de mai jos.

$k_{tr_{cr}}$	$k_{st_{cr}}$	Σu_r	ΣW^{kwh}	C_{tot}
0~0,7	0~0,35	1,08	297	$297\cdot k_1+1{,}08\cdot k_2+k_3$
0,7~0,9	0,35~0,45	1,2	291,7	$291{,}7\cdot k_1+1{,}2\cdot k_2+k_3$
peste 0,9	peste 0,45	1,67 (1,626)	291,4	$291{,}4\cdot k_1+1{,}67\cdot k_2+k_3$

Pentru $\sum u_r$ s-a indicat uzura relativă totală a celor două transformatoare pe 24 ore (uzura normală ar fi $u_r=2$). Pierderile ($\sum W$) de asemenea s-au indicat pe 24 ore. Condiţiile în care s-au efectuat calculele sînt indicate în anexă.

Rezultatele calculelor scot în evidenţă următoarele: adoptînd drept sarcină critică cea rezultată pe baza criteriului pierderilor minime ($k_{tr_{cr}}=0{,}905$), rezultă $\sum W=291{,}4$ kWh, iar $\sum u_r=1{,}67$. Micşorînd sarcina critică sub cea corespunzătoare lui $k_{tr}=0{,}9$ sau chiar sub $k_{tr}=0{,}7$, pierderile se măresc aproape neinsemnat, pe cînd uzura totală a transformatoarelor se reduce considerabil. Astfel rezultă, că sarcina critică determinată pe baza cheltuielilor minime va fi alta, decît cea determinată pe baza pierderilor minime.

ANEXA

Factorul de sarcină critic determinat de criteriul pierderilor minime se calculează în modul cunoscut cu relația :

$$k_{tr_{cr}} = \sqrt{n(n+1)\frac{P_{Fe_n} + k_e \frac{i_0^{\%}}{100} S_n}{P_{Cu_n} + k_e \frac{u_{sc}^{\%}}{100} S_n}} \qquad (5)$$

În cazul exemplului de calcul din lucrare $n=1$, deoarece e vorba de punerea în paralel al celui de al doilea transformator.

Uzura relativă totală se calculează ținînd cont de curbele de sarcină individuale ale celor două transformatoare, care pentru exemplul de calcul considerat sînt reprezentate în figura 4. Pentru fiecare curbă de sar-

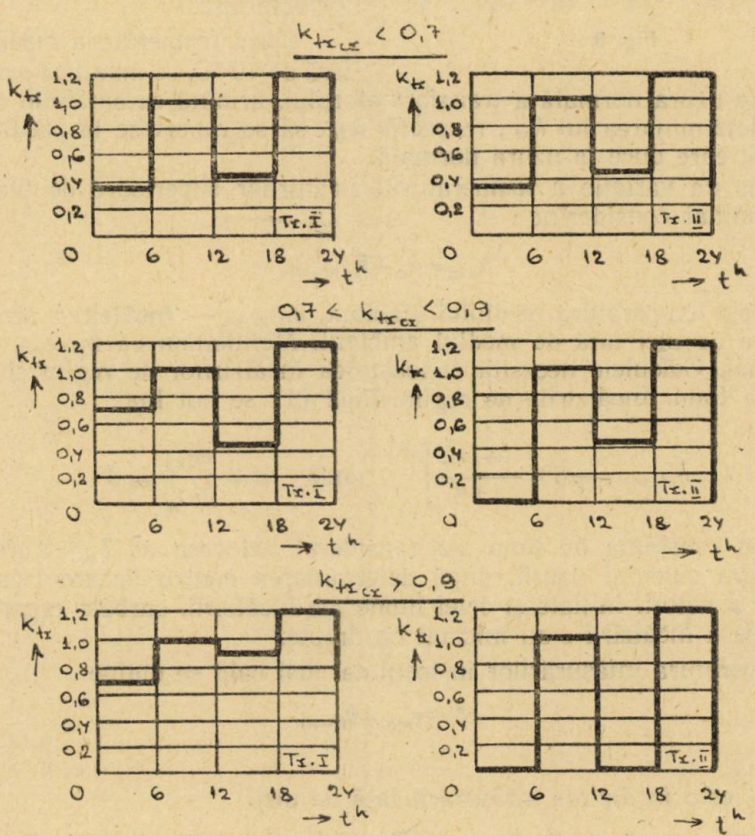


Fig. 4.

cină s-a determinat curba de variație a temperaturii înfășurării în locul cel mai cald. Principial o asemenea curbă e indicată în figura 5. Semnificația notațiilor din figură rezultă din cele ce urmează.

La efectuarea calculelor, rezultatele cărora sînt prezentate în tabelul din lucrare, s-a presupus că transformatorul fiind încărcat cu sarcina nominală, încălzirea (supratemperatura) de regim a înfășurărilor față de ulei (în locul cel mai cald) este de 25 °C [1], iar a uleiului față de aer de 60 °C, de asemenea s-a presupus temperatura mediului ambiant constantă, egală cu 10 °C. În aceste condiții la sarcina nominală temperatura înfășurărilor în locul cel mai cald e de 95 °C, ceea ce duce la uzură normală a transformatorului.

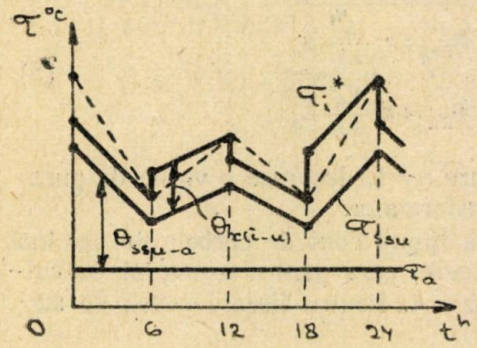


Fig. 5.

Dacă temperatura mediului diferă de 10 °C, se modifică sarcina la care apare uzura normală a transformatorului, urmînd ca sarcinile momentane la determinarea lui k_{st}, respectiv k_{tr} să se raporteze la acea sarcină constantă, care duce la uzura normală.

Curba de variație a temperaturii straturilor superioare de ulei (τ_{ssu}) s-a determinat considerînd:

$$\tau_{ssu}=\tau_a+\theta_{(ssu-a)}$$

unde τ_a este temperatura mediului ambiant, $\theta_{(ssu-a)}$ — încălzirea straturilor superioare de ulei față de mediul ambiant. Menționăm că $\theta_{(ssu-a)}$ variază exponențial. Calculele necesită cunoașterea încălzirilor de regim și a constantei de timp. Încălzirile de regim după [1] se pot lua:

$$\theta_{r(ssu-a)}=60\left[\frac{1+ak_{tr}^2}{1+a}\right]^{0,8} \quad \text{unde} \quad a=\frac{p_{Cu_n}}{p_{Fe_n}}\cong 3$$

iar pentru constanta de timp s-a considerat valoarea de $T_u=3$ ore. Pentru a ușura calculul uzurii, după determinarea pentru fiecare treaptă de încărcare a valorii inițiale și celei finale ale încălzirii, curbele exponențiale de variație a încălzirii s-au înlocuit cu drepte.

Temperatura înfășurărilor în locul cel mai cald se obține

$$\tau_i^*=\tau_{ssu}+\theta_{(i-u)}$$

unde

$\theta_{(i-a)}$ este încălzirea înfășurării față de ulei.

Deoarece constanta de timp a înfășurărilor e relativ mică (4—7 minute) cu aproximație bună se poate considera, că încălzirea înfășurărilor față de

ulei în orice moment, astfel și imediat după schimbare de sarcină, se găsește la valoarea de regim. Încălzirea de regim a înfășurărilor față de ulei se determină după [1] cu relația

$$\theta_{r\,(i-u)} = 25 \cdot k_{tr}^{1,72}$$

Se remarcă că în lucrare curba de variație a lui τ_i^* s-a considerat altfel decît se obișnuiește în literatură (reprezentată prin linie întreruptă), precizia calculelor în felul acesta fiind mai mare.

Uzura s-a calculat pe porțiuni ținînd cont că relația (1), dacă τ_i^* variază liniar în raport cu timpul, după integrare ne dă

$$u_r = \frac{t_i}{T_0} \cdot \frac{e^{\alpha(\tau^*_{i_{max}} - 95)} - e^{\alpha(\tau^*_{i_{min}} - 95)}}{\alpha(\tau^*_{i_{max}} - \tau^*_{i_{min}})} \tag{6}$$

unde

t_i — durata porțiunii considerate,

$\tau^*_{i_{max}}$ și $\tau^*_{i_{min}}$ — temperaturile de la extremele porțiunii respective.

Pierderile aferente curbelor de sarcină s-au calculat astfel:

$$\sum W = \sum_{i=1}^{n} \left[\left(p_{Fe_n} + k_e \frac{i_0^{\%}}{100} S_n \right) + \left(p_{Cu_n} + k_e \frac{u_{sc}^{\%}}{100} S_n \right) k_{tr_i}^2 \right] t_i \tag{7}$$

în cazul concret avînd $n=4$.

Calculul uzurii relative totale pentru cazul $k_{tr_{cr}} > 0{,}9$ s-a efectuat presupunînd, că la rămînerea în funcțiune numai a unui singur transformator totdeauna același transformator se deconectează. Încărcările medii ale celor două transformatoare devin mai apropiate și astfel uzura totală se micșorează, dacă deconectarea se face alternativ la cele două transformatoare. Efectuînd calculul uzurii în această ipoteză, rezultă $u_r = 1{,}626$, valoare indicată în tabelă în paranteză. Această valoare e foarte apropiată de uzura ce are loc în cazul cînd se deconectează totdeauna același transformator și astfel considerentul, care transformator se deconectează, nu afectează fondul problemei.

BIBLIOGRAFIE

1. L. M. Sniţer, *Nagruzocinaia sposobnosti silovîh transformatorov*, Gosenergoizdat — 1953.
2. I. Ia. Bernstein, Iznos izolații i nagruzocinaia sposobnosti, Tehnica za rubejom, Transformatorî, Gosenergoizdat — 1960.
3. L. M. Sniţer, Ob usloviiah economicinoi raboti transformatorov v gorodskih elektriceskih setiiah, Elektriceskie stanții, Gosenergoizdat — 1963 Nr.3.
4. P. G. Grundinskii, O diagramme hagruzocinoi sposobnosti transformatorov, Elektriceskie stanții, Gosenergoizdat — 1963 nr. 3.
5. M. Vidmar, *Transformation und Energieübertragung*, Laibach, Verlag von Kleinmayr und Bamberg — 1945.

К ЭКОНОМИЧЕСКОМУ ЭКСПЛОАТИРОВАНИЮ ТРАНСФОРМАТОРНЫХ СТАНЦИЙ С НЕСКОЛЬКИМИ ТРАНСФОРМАТОРАМИ

(РЕЗЮМЕ)

Эксплуатационный режим многотрансформаторной станции устанавливается в настоящее время таким образом чтобы потери мощности были минимальными. Потери мощности входят в категорию текущих эксплуатационных расходов. Ввиду того, что любая задача может быть оптимально решена с экономической точки зрения лишь тогда когда общие расходы минимальны, в работе анализируется возможность учета расходов для амортизаций фондами учитываемыми на основании износа трансформаторов при установлении оптимального эксплуатационного режима многотрансформаторной станции.

BEITRÄGE ZUR WIRTSCHAFTLICHEN BETRIEBSFÜHRUNG DER UMSPANNWERKE MIT MEHREREN TRANSFORMATOREN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Die Betriebsführung eines Umspannwerkes mit mehreren Transformatoren wird heute so bestimmt, dass minimale Verluste auftreten sollen. Die Leitungsverluste entsprechen den laufenden Instandhaltungskosten. Da jede Aufgabe vom wirtschaftlichen Standpunkt aus eine optimale Lösung findet, wenn sämtliche Auslagen minimal sind, beschäftigt sich die vorliegende Arbeit mit der Bestimmung einer solchen Betriebsführung eines Umspannwerkes mit mehreren Transformatoren, die auch die Kosten in Verbindung mit der Amortisation berücksichtigt. Diese Kosten sind durch die Abnützung der Transformatoren ausgedrückt.

STUDIUL POSIBILITĂȚILOR PRACTICE DE SIMETRIZARE COMPLETĂ A MAȘINII TRI-MONOFAZATE DE SUDARE PRIN INTERMEDIUL UNEI TENSIUNI MONOFAZATE SUPLIMENTARE *)

DE

I. NOVAC

1. CONSIDERENTE GENERALE PRIVIND SIMETRIZAREA MAȘINII TRI-MONOFAZATE PRINTR-O TENSIUNE SUPLIMENTARĂ

Conform expresiei generale a gradului de asimetrie al mașinii tri-monofazate [1], se poate obține funcționarea ei riguros simetrică prin alimentarea mașinii cu un sistem de tensiuni nesimetric, potrivit ales.

Alimentarea mașinii cu tensiuni nesimetrice se poate realiza prin introducerea unei tensiuni suplimentare în una, două sau în toate cele trei faze de alimentare (fig. 1). Considerînd cazul folosirii unei tensiuni suplimentare $\bar{U}_x$, introdusă în faza de alimentare x, calculul componentelor de diferite succesiuni ale tensiunii la bornele mașinii conduce la expresiile :

$$\bar{U}_{1'} = \bar{U} + \frac{a^2-1}{3}\,\bar{c}_{dx}\cdot\bar{U}_x \quad (1)$$

$$\bar{U}_{1''} = \frac{a-1}{3}\cdot\bar{c}_{ix}\cdot\bar{U}_x \quad (2)$$

în care

$$\begin{cases} \bar{c}_{dx} = 1,\ a,\ a^2 \\ \bar{c}_{ix} = 1,\ a^2,\ a \end{cases} \quad (3)$$

după cum $x = R$, S sau T.

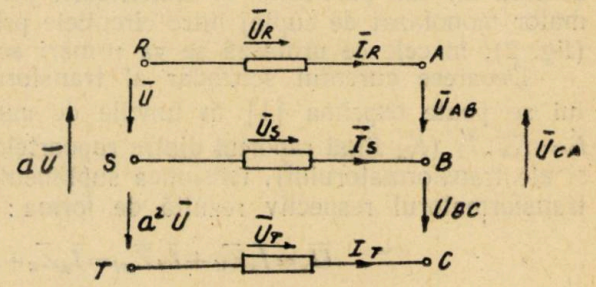


Fig. 1. Situația tensiunilor rețelei și la bornele mașinii la introducerea unor tensiuni suplimentare în fazele de alimentare.

*) Rezultatele au fost comunicate la Sesiunea științifică a cadrelor didactice din I.P.T. la data de 17 mai 1964.

La funcționarea simetrică a mașinii, curentul primar de succesiune inversă [2]

$$\bar{I}_{1''}=\frac{\bar{U}_{1''}}{\bar{Z}_{e''}}-\frac{1-a^2}{3}\cdot\frac{\bar{Z}_{b''}}{\bar{Z}_{e''}}\cdot\bar{I}'_2 \tag{4}$$

fiind nul, în baza relației (2), între tensiunea suplimentară $\bar{U}_x$ și curentul din circuitul de utilizare $\bar{I}'_2$ rezultă relația:

$$\bar{U}_x=a^2\cdot\frac{\bar{Z}_{b''}}{\bar{c}_{1x}}\cdot\bar{I}'_2. \tag{5}$$

Tensiunea $\bar{U}_x$ poate fi realizată prin introducerea în faza de alimentare x fie a primarului unui transformator monofazat (al cărui secundar se conectează în circuitul de utilizare al mașinii), fie a unei simple impedanțe. Deoarece tensiunea $\bar{U}_x$ este proporțională cu impedanța suplimentară introdusă în acest fel în faza de alimentare respectivă, relația (5) permite determinarea impedanței totale a primarului transformatorului (sau a impedanței) necesar funcționării riguros simetrice a mașinii.

2. EXPRESIA IMPEDANȚEI MONOFAZATE SUPLIMENTARE NECESARE REALIZĂRII SIMETRIEI COMPLETE A MAȘINII

Simetrizarea totală a mașinii cu ajutorul unei simple impedanțe reprezentînd un caz particular al simetrizării prin intermediul unui transformator monofazat de cuplaj între circuitele primar și secundar ale mașinii (fig. 2), în cele ce urmează se va urmări această metodă, mai generală.

Deoarece curentul secundar al transformatorului redus la primarul lui se poate exprima [1] în funcție de curentul mașinii $\bar{I}'_2$ sub forma $\bar{I}'_{2t}=K_x\cdot\bar{I}'_2$ (K_x fiind raportul dintre rapoartele de transformare ale mașinii și ale transformatorului), tensiunea suplimentară introdusă în faza x prin transformatorul respectiv rezultă de forma:

$$\bar{U}_x=\bar{I}_x\bar{Z}_{1t}+\bar{I}_{0t}\bar{Z}_{mt}=\bar{I}_x\bar{Z}_x+\bar{K}_x\bar{Z}_{mt}\cdot\bar{I}'_2. \tag{6}$$

In condițiile realizării simetriei complete, curentul de linie $\bar{I}_x$ rezultă însă proporțional cu $\bar{I}'_2$. Înlocuind în expresia curentului de linie (relațiile (1.6) din [2]) tensiunea $\bar{U}_{1''}$ sub forma (2), tensiunea $\bar{U}_{1'}$ prin $\bar{U}_{1''}/\xi_u$ (ξ_u fiind gradul de asimetrie al tensiunii de alimentare la care mașina lucrează complet simetrizată — relația (23) din [1]) — și ținînd seama de (5), rezultă:

$$\bar{I}_x=a\cdot\bar{c}_{1x}\frac{\bar{C}'\bar{Z}_{b'}+\bar{C}''\bar{Z}_{b''}+\bar{Z}_{d'}+\bar{Z}_{d''}+\bar{Z}'}{\bar{Z}_{c'}}\cdot\bar{I}'_2 \tag{7}$$

unde $\bar{Z}'$ reprezintă impedanța legată la bornele înfășurării secundare a mașinii.

Prin egalarea celor două expresii (5) și (6) ale tensiunii $\bar{U}_x$ se obține:

$$\bar{c}_t\bar{Z}_{mt}=\frac{a^2\cdot\bar{Z}_{b''}\cdot\bar{Z}_{c'}}{a\cdot\bar{c}_{ix}^2(\bar{C}'\cdot\bar{Z}_{b'}+\bar{C}''\cdot\bar{Z}_{b''}+\bar{Z}_{d'}+\bar{Z}_{d''}+\bar{Z}')+\frac{K_x}{\bar{c}_t}\cdot\bar{Z}_{c'}} \tag{8}$$

unde prin $\bar{c}_t\cong 1$ s-a notat

$$\bar{c}_t=1+\frac{\bar{Z}_{1t}}{\bar{Z}_{mt}}. \tag{9}$$

În cazul simetrizării cu ajutorul transformatorului de cuplaj, impedanța $\bar{Z}'$ este reprezentată de suma dintre impedanța de sarcină $\bar{Z}'_s$ și o impedanță $\Delta\bar{Z}'$, determinată de cuplarea în circuitul de utilizare a mașinii a secundarului transformatorului. Expresia impedanței $\bar{Z}'=\bar{Z}'_s+\Delta\bar{Z}'$, în condițiile mașinii simetrizate, rezultă (după efectuarea calculelor intermediare) de forma:

$$\bar{Z}'=\bar{Z}'_s+K_x^2\bar{Z}_{et}+$$
$$+a^2\cdot\bar{c}_{d_1}\cdot\frac{K_x}{\bar{c}_t}\cdot\bar{Z}_{b''}, \tag{10}$$

unde

$$\bar{Z}_{et}=\frac{\bar{Z}_{1t}+\bar{c}_t\bar{Z}'_{2t}}{\bar{c}_t}. \tag{11}$$

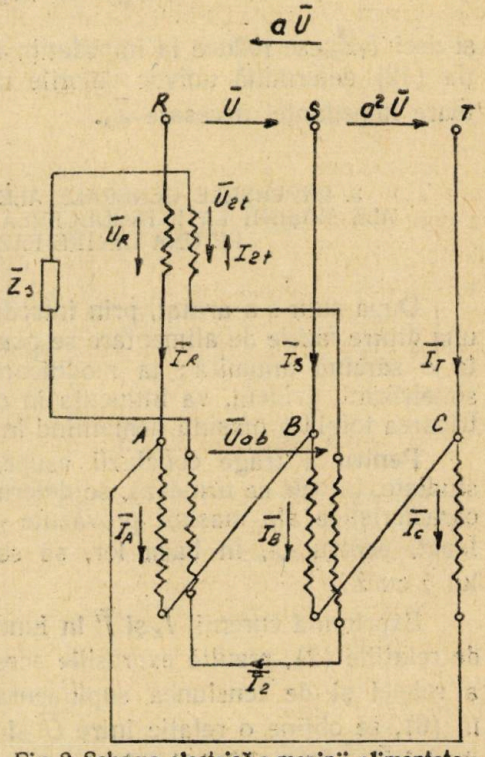


Fig. 2. Schema electrică a mașinii alimentate peste un transformator monofazat de simetrizare, conectat pe faza R.

Rezultă, în definitiv,

$$\bar{c}_t\bar{Z}_{mt}=\frac{a^2\cdot\bar{Z}_{b''}\cdot\bar{Z}_{c'}}{a\cdot\bar{c}_{ix}^2(\bar{C}'\cdot\bar{Z}_{b'}+\bar{C}''\cdot\bar{Z}_{b''}+\bar{Z}_{d'}+\bar{Z}_{d''}+K_x^2\bar{Z}_{et})+\bar{c}_{tx}\cdot\frac{K_x}{\bar{c}_t}(\bar{Z}_{c'}+\bar{Z}_{b''})}. \tag{12}$$

În condițiile neglijării dispersiei și a pierderilor în fierul transformatorului, relația (12) determină în mod univoc reactanța de magnetizare X_{mt} și raportul de transformare k_t (prin K_x) ale transformatorului de cuplaj necesar simetrizării complete a mașinii, pusă să debiteze asupra consumatorului de impedanță $\bar{Z}'_s$.

Se observă că parametrii transformatorului monofazat de cuplaj depind de sarcină, ceea ce înseamnă că prin acest mijloc nu se poate obține o simetrizare totală a mașinii independentă de sarcină.

În cazul folosirii unei simple impedanțe primare $\bar{Z}_x$, relațiile stabilite rămîn valabile, cu observația că

$$\bar{Z}_{mt}=0, \quad K_x=0, \quad \bar{Z}'=\bar{Z}'_s \tag{13}$$

și deci $\bar{c}_t\bar{Z}_{mt}$ se reduce la impedanța respectivă $\bar{Z}_x$. În aceste condiții, relația (12) determină univoc valorile rezistenței și a reactanței corespunzătoare impedanței necesare $\bar{Z}_x$.

3. EXPRESIILE GENERALE ALE MĂRIMILOR CARACTERISTICE ALE MAȘINII LA INTRODUCEREA UNEI TENSIUNI SUPLIMENTARE PE UNA DINTRE FAZELE DE ALIMENTARE

După cum s-a arătat, prin introducerea unui element de simetrizare pe una dintre fazele de alimentare se poate realiza simetria completă a mașinii la o sarcină anumită; la modificarea impedanței de sarcină, elementul simetrizant, evident, va influența în continuare comportarea mașinii, simetrizarea totală a mașinii nemaifiind însă asigurată.

Pentru a trage concluzii asupra eficacității metodei de simetrizare studiate, în cele ce urmează, se determină expresiile generale ale mărimilor caracteristice ale mașinii prevăzute cu un element de simetrizare monofazat, pentru ca, în baza lor, să se studieze apoi modul de variație a lui $\bar{\xi}$ cu $\bar{Z}'_s$.

Exprimînd curenții $\bar{I}_x$ și $\bar{I}'_2$ în funcție de $\bar{U}_{1'}$ și $\bar{U}_{1''}$ și ținînd apoi seama de relațiile (2), rezultă expresiile acestor curenți în funcție de tensiunea $\bar{U}$ a rețelei și de tensiunea suplimentară $\bar{U}_x$. Introducînd aceste rezultate în (6), se obține o relație între $\bar{U}$ și $\bar{U}_x$ care permite determinarea dependenței $\bar{U}_x=f(\bar{U})$. Făcînd calculele, se obține:

$$\bar{U}_x=(1-a)\frac{\bar{c}_{lx}\cdot\dfrac{\bar{D}}{\bar{Z}_{e'}}+a^2\cdot\bar{C}'\cdot\bar{A}_x}{\bar{D}\left(\dfrac{1}{\bar{c}_t\bar{Z}_{mt}}+\dfrac{1}{\bar{Z}_{e'}}+\dfrac{1}{\bar{Z}_{e''}}\right)+(a^2\cdot\bar{c}_{dx}\cdot\bar{C}'+a\cdot\bar{c}_{lx}\cdot\bar{C}'')\bar{A}_x}\cdot\bar{U}, \tag{14}$$

în care

$$\bar{A}_x=\frac{K_x}{\bar{c}_t}+a\cdot\bar{c}_{lx}\cdot\frac{\bar{Z}_{b'}}{\bar{Z}_{e'}}+a^2\cdot\bar{c}_{dx}\cdot\frac{\bar{Z}_{b''}}{\bar{Z}_{e''}} \quad \text{și} \quad \bar{D}=\bar{Z}'+\bar{Z}_{d'}+\bar{Z}_{d''}. \tag{15}$$

Înlocuind în (2) tensiunea $\bar{U}_x$ prin expresia obținută, rezultă $\bar{U}_{1'}=f(\bar{U}_x)$ și $\bar{U}_{1''}=f(\bar{U}_x)$; cu acestea, expresia curentului $\bar{I}'_2$ în funcție de $\bar{U}_{1'}$ și $\bar{U}_{1''}$

(relația (18) — [1]) conduce la

$$\bar{I}'_2=(1-a)\frac{a^2\cdot\bar{C}'\left(\frac{1}{\bar{c}_t\bar{Z}_{mt}}+\frac{1}{\bar{Z}_{e''}}\right)-a\cdot\bar{c}_{lx}^2\cdot\frac{\bar{C}''}{\bar{Z}_{e''}}}{\bar{D}\left(\frac{1}{\bar{c}_t\bar{Z}_{mt}}+\frac{1}{\bar{Z}_{e'}}+\frac{1}{\bar{Z}_{e''}}\right)+(a^2\cdot\bar{c}_{dx}\cdot\bar{C}+a\cdot\bar{c}_{lx}\cdot\bar{C}'')\cdot\bar{A}_x}\cdot\bar{U}. \quad (16)$$

Avînd în vedere a doua relație (15) și relațiile (10) și (12), expresia curentului secundar care corespunde impedanței de sarcină la care transformatorul de cuplaj realizează simetria totală rezultă:

$$\bar{I}'_2=(1-a)\frac{a^2\cdot\bar{c}_{lx}\cdot\bar{C}'}{\bar{c}_{lx}(\bar{C}''\bar{Z}_{b''}+\bar{Z}_{d'}+\bar{Z}_{d''}+\bar{Z}'_s)+a\cdot\bar{c}_{dx}\cdot\bar{C}'\cdot\bar{Z}_{b''}+K_x\left(\bar{c}_{lx}K_x\bar{Z}_{et}+a^2\cdot\frac{\bar{Z}_{b''}}{\bar{c}_t}\right)}\cdot\bar{U}. \quad (17)$$

Expresia (16) a curentului $\bar{I}'_2$ permite determinarea impedanței totale din circuitul exterior secundar $\bar{Z}'=\bar{U}'_{2m}/\bar{I}'_2$ sub forma:

$$\bar{Z}'=\bar{Z}'_s+K_x^2\bar{Z}_{et}+\frac{K_x}{\bar{c}_t}\cdot\frac{a^2\cdot\bar{Z}_{c'}\cdot\bar{A}_x+\bar{C}_{lx}(\bar{Z}'_s+\bar{Z}_{d'}+\bar{Z}_{d''}+K_x^2\bar{Z}_{et})}{a^2\cdot\bar{Z}_{c'}\left(\frac{1}{\bar{c}_t\bar{Z}_{mt}}+\frac{1}{\bar{Z}_{e''}}\right)-\bar{c}_{lx}\left(\frac{K_x}{\bar{c}_t}+a\cdot\bar{c}_{lx}\cdot\bar{C}''\right)} \quad (18)$$

și prin aceasta a impedanței $\bar{D}$[relația (15)] care intervine în expresia (16) a curentului $\bar{I}'_2$.

Tensiunea $\bar{U}'_2=\bar{Z}'_s\bar{I}'_2$ la bornele consumatorului, după efectuarea calculelor intermediare, rezultă:

$$\bar{U}'_2=\bar{U}'_{20}-\frac{\left(\frac{1}{\bar{c}_t\bar{Z}_{mt}}+\frac{1}{\bar{Z}_{e'}}+\frac{1}{\bar{Z}_{e''}}\right)(\bar{D}-\bar{Z}'_s)+(a^2\cdot\bar{c}_{dx}\cdot\bar{C}'+a\cdot\bar{c}_{lx}\cdot\bar{C}'')\bar{A}_x}{\frac{1}{\bar{c}_t\bar{Z}_{mt}}+\frac{1}{\bar{Z}_{e'}}+\frac{1}{\bar{Z}_{e''}}}\cdot\bar{I}'_2, \quad (19)$$

unde tensiunea de mers în gol are expresia:

$$\bar{U}'_{20}=(1-a)\frac{a^2\cdot\bar{C}'\left(\frac{1}{\bar{c}_t\bar{Z}_{mt}}+\frac{1}{\bar{Z}_{e''}}\right)-a\cdot\bar{c}_{lx}^2\cdot\frac{\bar{C}''}{\bar{Z}_{e'}}}{\frac{1}{\bar{c}_t\bar{Z}_{mt}}+\frac{1}{\bar{Z}_{e'}}+\frac{1}{\bar{Z}_{e''}}}\cdot\bar{U}. \quad (20)$$

Raportul între tensiunea de mers în gol a mașinii prevăzute cu un element monofazat de simetrizare și a mașinii nesimetrizate, ținînd seamă de relația (47) din [2], rezultă:

$$\frac{\bar{U}'_{20}}{\bar{U}'_{20n}}=1-\frac{1+a^2\cdot\bar{c}_{lx}^2\cdot\frac{\bar{C}''}{\bar{C}'}}{1+\frac{\bar{Z}_{e'}}{\bar{Z}_{e''}}+\frac{\bar{Z}_{e'}}{\bar{c}_t\bar{Z}_{mt}}}. \quad (21)$$

Cunoscînd relaţiile $\bar{U}_{1'}=f(\bar{U})$ şi $\bar{U}_{1''}=f(\bar{U})$, expresia gradului de asimetrie cu care lucrează maşina, exprimată în funcţie de $\bar{U}_{1'}$ şi $\bar{U}_{1''}$ (relaţia (22) — [1]), permite obţinerea lui $\bar{\xi}$ sub forma :

$$\bar{\xi}=\frac{a\cdot\bar{c}_{tx}}{\bar{Z}_{e'}\left[\frac{1}{\bar{c}_t\bar{Z}_{mt}}+\frac{1}{\bar{Z}_{e''}}+\frac{\left(\frac{1}{\bar{c}_t\bar{Z}_{mt}}+\frac{1}{\bar{Z}_{e''}}\right)(\bar{D}_s+\bar{C}'\bar{Z}_{b'}+\bar{C}''\bar{Z}_{b''})-\frac{\bar{C}''\bar{Z}_{h''}}{\bar{c}_t\bar{Z}_{mt}}+a\cdot\bar{c}_{tx}\frac{K_x}{\bar{c}_t}\bar{C}''}{\bar{D}-\bar{D}_s}\right]} \tag{22}$$

în care $\bar{D}_s$ corespunde impedanţei de sarcină pentru care s-a ales elementul monofazat de simetrizare.

Analizînd relaţiile stabilite rezultă următoarele concluzii :

a) folosirea ca element de simetrizare a unui transformator permite (vezi (17)) modificarea curentului de scurtcircuit al maşinii — deci a caracteristicii statice — prin varierea factorului K_x, respectiv a raportului de transformare k_t al transformatorului, ceea ce nu este posibil dacă se utilizează o simplă impedanţă (cînd $K_x=0$);

b) impedanţa de magnetizare a transformatorului de simetrizare influenţează foarte puţin curentul de scurtcircuit al maşinii (numai prin intermediul lui $\bar{c}_t\cong 1$);

c) orice element monofazat de simetrizare modifică valoarea tensiunii de mers în gol a maşinii (vezi (20)).

4. POSIBILITAŢILE PRACTICE DE SIMETRIZARE PRIN TENSIUNE MONOFAZATĂ SUPLIMENTARĂ

Indiferent de elementul monofazat de simetrizare (transformator sau simplă impedanţă), impedanţa determinată prin relaţia (12) trebuie să aibă un caracter practic inductiv. Prin urmare, au valabilitate practică numai acele soluţii, pentru care

$$\bar{F}_1+K_x\cdot\bar{F}_2\cong F\cdot e^{-j90^\circ}, \tag{23}$$

unde

$$\left.\begin{aligned}\bar{F}_1&=a^2\cdot\bar{c}_{tx}^2\cdot\frac{\bar{C}'\cdot\bar{Z}_{b'}+\bar{C}''\bar{Z}_{b''}+\bar{Z}_{d'}+\bar{Z}_{d''}+\bar{Z}'_s}{\bar{Z}_{b''}\cdot\bar{Z}_{c'}},\\ \bar{F}_2&\cong a\cdot\bar{c}_{tx}\cdot\left(\frac{1}{\bar{Z}_{b''}}+\frac{1}{\bar{Z}_{c'}}\right)\end{aligned}\right\} \tag{24}$$

(vezi relaţia (12)). Observînd că $\bar{C}'=\bar{Z}_{c'}/\bar{Z}_{e'}$, $\bar{C}''=\bar{Z}_{c''}/\bar{Z}_{e''}$ şi că impedanţele

de calcul ale mașinii, în primă aproximație, se pot scrie sub forma:

$$\left.\begin{aligned} &\bar{Z}_{b'} \cong \bar{Z}_{3'} \cdot e^{j\alpha},\ \bar{Z}_{c'} \cong \bar{Z}_{3'} \cdot e^{-j\alpha},\ \bar{Z}_{e'} \cong \bar{Z}_1 + \bar{Z}_{3'},\ \bar{Z}_{d'} \cong \bar{Z}_1 + \bar{Z}_2', \\ &\bar{Z}_{b''} \cong \bar{Z}_{3''} \cdot e^{-j\alpha},\ \bar{Z}_{c''} \cong \bar{Z}_{3''} \cdot e^{j\alpha},\ \bar{Z}_{e''} \cong \bar{Z}_1 + \bar{Z}_{3''},\ \bar{Z}_{d''} \cong \bar{Z}_1 + \bar{Z}_2', \end{aligned}\right\} \quad (25)$$

unde $\bar{Z}_{3'}$ este practic ohmic și de valoare mare, respectiv $\bar{Z}_{3''}$ este practic inductiv și de valoarea redusă, rezultă:

$$\bar{F}_1 \cong F_1 \cdot \bar{c}_{ix}^2 \cdot e^{j(2\alpha+\beta-210°)};\quad \bar{F}_2 \cong F_2 \cdot \bar{c}_{ix} \cdot e^{j(\alpha+30°)}. \quad (26)$$

Unghiul $\beta \cong 40°$ la scurtcircuit ($\bar{Z}_s' = 0$) și se micșorează cu creșterea impedanței de sarcină, considerată ohmică.

Analizînd expresiile fazorilor $\bar{F}_1$ și $\bar{F}_2$, rezultă că $F_1 > F_2$ (ambii avînd totdeauna modulul mai mare decît 1), respectiv că argumentele lor depind de unghiul α de decalare al înfășurărilor statorice ale mașinii și de faza de alimentare în care se introduce elementul monofazat de simetrizare (tabelul 1).

Tabelul 1

Expresiile aproximative ale fazorilor $\bar{F}_1$ și $\bar{F}_2$.

Faza	$\bar{F}_1$	$\bar{F}_2$
R	$F_1 \cdot e^{j(2\alpha+\beta-210°)}$	$F_2 \cdot e^{j(\alpha+30°)}$
S	$F_1 \cdot e^{j(2\alpha+\beta-90°)}$	$F_2 \cdot e^{j(\alpha+270°)}$
T	$F_1 \cdot e^{j(2\alpha+\beta+30°)}$	$F_2 \cdot e^{j(\alpha+150°)}$

La simetrizare printr-o impedanță $\bar{Z}_x$ (deci cînd condiția (23) se reduce la $\bar{F}_1 \cong F_1 \cdot e^{-j90°}$), în baza tabelului 1 rezultă evident concluziile:

a) utilizarea fazei T pentru simetrizare nu este posibilă, deoarece pentru nici o valoare a unghiului α (care poate avea valori cuprinse între 0°—60°) $\bar{F}_1$ nu devine capacitiv;

b) mașina poate fi simetrizată prin introducerea impedanței $\bar{Z}_x$

— în faza de alimentare R, dacă mașina este executată cu α relativ mare,

— în faza de alimentare S, dacă α are o valoare relativ mică și negativă.

Cele două soluții sînt echivalente, deoarece mașina executată cu un α mare pentru un sens al cîmpului învîrtitor, reprezintă o mașină cu α mic și negativ la inversarea sensului de rotire al acestui cîmp.

Impedanța $\bar{Z}_x$ necesară are valoare subunitară (căci $F_1 > 1$), deci redusă, fiind cu atît mai mică cu cît se urmărește a se realiza simetria completă la o impedanță de sarcină $\bar{Z}_s'$ mai mare.

Analiza simetrizării mașinii prin transformator monofazat de cuplaj conduce la aceleași concluzii.

5. COMPORTAREA MAȘINII DE INDUCȚIE TRI-MONOFAZATĂ PREVĂZUTĂ CU ELEMENT MONOFAZAT DE SIMETRIZARE

Particularizînd relațiile generale stabilite anterior pentru cazul folosirii fazei S pentru simetrizare, în condițiile unui unghi α redus și negativ, rezultă o serie de concluzii importante.

În această situație, cei doi termeni de la numitorul relației (12) reprezintă fazori apropiați ca fază; rezultă că la folosirea unui transformator de cuplaj, impedanța $\bar{c}_t\bar{Z}_{mt}$ rezultă mai mică decît impedanța $\bar{Z}_x$ necesară simetrizării dacă se utilizează o impedanță simplă, adică este nevoie de o putere reactivă suplimentară mai mică.

Avînd în vedere și posibilitatea pe care o oferă transformatorul de cuplaj de a modifica alura caracteristicii statice a mașinii, devine evident faptul că este mai favorabil a folosi acest element monofazat de simetrizare.

Deoarece $\bar{C}''=\bar{Z}_{c''}/\bar{Z}_{e''}$ are o valoare foarte mică, raportul $\bar{C}''/\bar{C}'$ poate fi neglijat în relația (21); numitorul care intervine în membrul doi al acestei relații avînd o valoare mare($Z_{e''}\ll Z_{e'}$, $c_tZ_{mt}\ll Z_{e'}$) și faza în jur de —45°, rezultă că totdeauna introducerea unui element monofazat de simetrizare atrage după sine o micșorare a tensiunii de mers în gol a mașinii, care însă nu este importantă. Această diminuare a lui U'_{20} este cu atît mai mică cu cît $\bar{c}_t\bar{Z}_{mt}$ are o valoare mai redusă, adică cu cît este mai mare impedanța de sarcină $\bar{Z}'_s$ la care se realizează simetrizarea totală.

Impedanța $\bar{Z}'$ (relația (18)) are un caracter slab inductiv și crește ca valoare atît cu mărirea impedanței de sarcină $\bar{Z}'_s$ (practic ohmic), cît și cu creșterea lui K_x (deci micșorarea lui k_t al transformatorului).

Analizînd expresia (16) a curentului I'_2 rezultă că introducerea unui element monofazat de simetrizare atrage după sine micșorarea curentului de scurtcircuit; această micșorare este cu atît mai mare cu cît elementul simetrizant se adoptă pentru o impedanță $\bar{Z}'_s$ mai mare.

Expresia (17) a curentului, în care K_x intervine explicit, arată că micșorarea curentului de scurtcircuit se poate realiza prin mărirea lui K_x, adică micșorarea raportului de transformare k_t al transformatorului. După cum rezultă din expresia lui $\bar{\xi}$ (relația (22)), modificările lui K_x nu atrag după sine variații mari ale valorii gradului de asimetrie.

Deoarece la schimbarea impedanței $\bar{Z}'_s$ față de aceea pentru care s-a adoptat elementul de simetrizare, intervine în funcționarea mașinii o asimetrie, este interesant a se determina variația lui ξ cu Z'_s. Prin faptul că în relația (22) termenii $\bar{C}''\bar{Z}_{b''}/\bar{c}_t\bar{Z}_{mt}$ și $K_x\bar{C}''$ sînt neglijabili, la fel $\bar{C}''\bar{Z}_{b''}$, în raport cu D_s, această relație se poate scrie sub forma:

$$\bar{\xi}\cong\frac{1}{\bar{Z}_{e'}\left(\frac{1}{\bar{c}_t\bar{Z}_{mt}}+\frac{1}{\bar{Z}_{e''}}\right)\cdot\left(1+\frac{\bar{D}_s+\bar{C}'\cdot\bar{Z}_{b'}}{\bar{D}-\bar{D}_s}\right)}, \tag{27}$$

unde $\bar{D}_s+\bar{C}'\cdot\bar{Z}_{b'}$ are un caracter ușor inductiv, fiind $\gg 1$, iar $\bar{D}-\bar{D}_s$ are un caracter practic ohmic. La modificări ale lui $\bar{D}$ (deci $\bar{Z}_s$) față de $\bar{D}_s$,

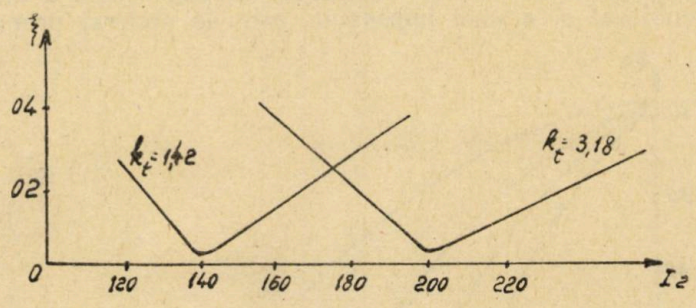


Fig. 3. Alura variației gradului de asimetrie în funcție de impedanța de sarcină, pentru cazul unei mașini prevăzute, cu un transformator de simetrizare dimensionat pentru Z_{sn}.

fie în sens pozitiv, fie în sens negativ, are loc o micșorare în valoare a raportului $(\bar{D}_s+\bar{C}'\cdot\bar{Z}_{b'})/(\bar{D}-\bar{D}_s)$ și deci o creștere a modulului lui $\bar{\xi}$. Variația lui ξ cu Z'_s apare deci ca o curbă în V (fig. 3), având o pantă ceva mai rapidă în domeniul $Z'_s<Z'_{s\,(\sin e)}$.

6. REZULTATE EXPERIMENTALE ȘI CONCLUZII

Încercările executate la o mașină având datele $U_{20}\cong 68$ V, $I_{2n}=200$ A, la folosirea unui autotransformator de cuplaj, verifică concluziile teoretice. Pentru valorile succesive ale raportului de transformare k_t : 3,18—1,41—0,7—0,314, s-au obținut curenții de scurtcircuit I_{2sc} : 195 A—140 A—95 A—72 A. Tensiunea de mers în gol a mașinii, în aceste situații, a rezultat între 62 și 64 V, deci sub valoarea corespunzătoare mașinii nesimetrizate (68 V). La menținerea raportului de transformare al autotransformatorului de simetrizare la o anumită valoare și la modificarea impedanței de sarcină, curbele $\xi=f(I_2)$ au rezultat de forma unor curbe în V (fig. 3) ; valoarea minimă a gradului de asimetrie a rezultat de 2—3%. Explicația constă în aceea că nu s-a realizat în mod riguros, în nici unul dintre cazurile experimentate, raportul de transformare k_t necesar simetrizării complete.

Se observă că prin folosirea unui transformator monofazat de simetrizare se obține o simetrizare practic completă a mașinii într-un domeniu de variație a curentului secundar de ± 5 A în raport cu curentul pentru care s-a dimensionat transformatorul de simetrizare.

Experiențele efectuate asupra aceleiași mașini, cu ajutorul unor impedanțe introduse în două faze de alimentare, impedanțe ce echivalează pe aceea rezultată teoretic ca fiind necesară pe o fază pentru simetrizarea completă, verifică de asemenea rezultatele teoretice ([3]). Elementele necesare rezultă ca fiind fie două rezistențe, fie o rezistență și o inductivitate.

Rezultatele teoretice şi experimentale conduc deci la următoarele concluzii :

— între folosirea ca element monofazat de simetrizare a unui transformator monofazat şi a unei impedanţe, este de preferat prima soluţie,

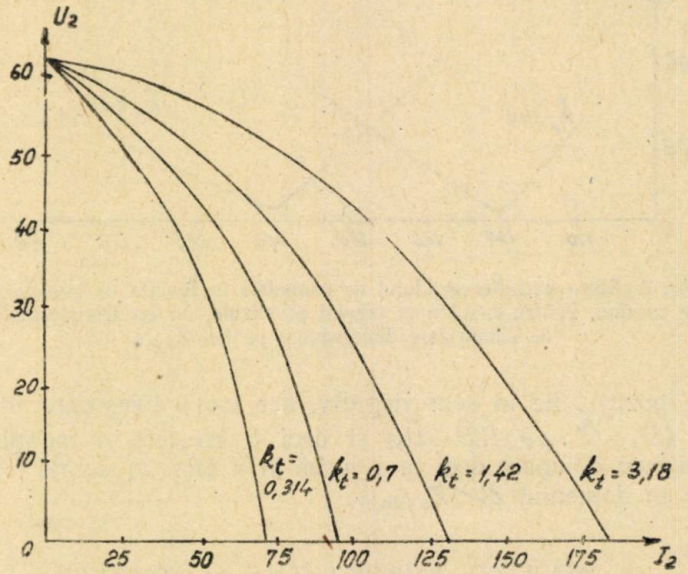


Fig. 4. Curbele $\xi = f(I_2)$, determinate experimental, pentru o maşină de 14 kVA, prevăzută cu autotransformator de simetrizare, pentru două valori diferite ale raportului de transformare ale autotransformatorului.

deoarece elimină pierderile suplimentare prin efect Joule-Lenz, conduce la necesitatea unei puteri reactive suplimentare mai redusă şi dă posibilitatea modificării în mod simplu a alurei caracteristicii statice a maşinii (prin modificarea raportului de transformare al transformatorului), fără ca prin aceasta să rezulte variaţii perceptibile ale lui ξ ;

— este de preferat a se dimensiona transformatorul de simetrizare corespunzător sarcinii nominale, pentru că limitele curentului secundar între care simetrizarea se păstrează practic constantă sînt relativ mici, iar pe de altă parte această soluţie conduce la o impedanţă a transformatorului mai redusă, respectiv micşorarea tensiunii de mers în gol este mai mică.

BIBLIOGRAFIE

I. T. Dordea, V. Chioreanu, Gh. Atanasiu, I. Sora, Simetrizarea convertizorului trimonofazat prin cuplaj transformatoric. Buletinul I.P.T. Tom 3 (17) 1958.

2. O. Centea şi I. Novac, Metodă de simetrizare completă, independent de sarcină, a convertizorului asincron tri-monofazat. Acad. R.P.R., Baza Timişoara, Studii şi Cercetări, Ştiinţe tehnice. Tom VI. 1959, nr. 3—4.
3. I. Novac şi B. Oprendeck, Posibilităţi de simetrizare completă a convertizorului tri-monofazat cu ajutorul unor impedanţe suplimentare. Buletinul şt. şi tehnic, I.P.T. — seria nouă. Tom 4 (18) — 1959.

ИЗУЧЕНИЕ ПРАКТИЧЕСКИХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ПОЛНОЙ СИММЕТРИЗАЦИИ ТРЕХ-ОДНОФАЗНЫХ СВАРОЧНЫХ МАШИН, ИСПОЛЬЗУЯ ДОПОЛНИТЕЛЬНОЕ ОДНОФАЗНОЕ НАПРЯЖЕНИЕ

(РЕЗЮМЕ)

В первый части работы выводится выражение для напряжения, соответственно дополнительного импедансе, необходимого для обеспечения строго симметричной работы машины, а также выражения характеристичных величин машины в этом режиме.

После этого определяются практические решения, а на основе их сопоставления делаются выводы относительно оптимального решения.

В заключение приводятся результаты проведенных испытаний, которые подтверждают правильность теоретических выводов.

UNTERSUCHUNG DER PRAKTISCHEN, KOMPLEKTEN SYMMETRIESIERUNGSMÖGLICHKEITEN DER DREI-EINPHASENSCHWEISSMASCHINE DURCH EINE EINPHASIGE ZUSATZSPANNUNG

(ZUSAMMENFASSUNG)

In den ersten Teil der Arbeit bestimmt man den Ausdruck der Spannung, b.w. der Zusatzimpedanz, welche einen rigurös symmetrischen Betrieb der Maschine bedingen. Gleichzeitig bestimmt man die Nenngrössen der Maschine in diesem Betrieb und die in der Praxis verwendbareb Lösungen, aus deren Vergleich die optimale Lösung erfolgt.

Zum Schluss werden die experimentellen Rezultate, welche die Richtigkeit der theoretischen Schlussvolgerungen bestättigen, vorgezeigt.

CERCETĂRI CU PRIVIRE LA DETERMINAREA PUTERII MOTORULUI DE INDUCȚIE ÎN SCURTCIRCUIT LA SISTEME DE ACȚIONARE CU MOMENT MARE DE INERȚIE

DE

VL. VAZDAUȚEANU

CONSIDERAȚII GENERALE

Alegerea potrivită a puterii motorului de acționare a mașinilor de lucru de orice fel este de importanță mare atît din punct de vedere tehnic cît și economic. La unele mașini de lucru cu moment de inerție mare este avantajos să se aplice acționarea cu motor de inducție în scurtcircuit.

Motoarele în scurtcircuit obișnuite se construiesc numai pentru puteri mici. La puteri medii și mari se folosesc motoare cu dublă colivie sau motoare cu bare înalte. Comparat cu motorul cu bare înalte, motorul cu dublă colivie prezintă practic aceleași caracteristici de sarcină însă are caracteristici de pornire mai elastice [4]. În afară de aceasta rotorul său este mai rezistent decît rotorul celui cu bare înalte. Aceste calități îl fac potrivit pentru viteze mari și condiții de lucru grele.

La sistemele de acționare cu moment de inerție mare și regim de lucru preponderent dinamic, alegerea motorului de acționare în cazul că acesta este de inducție în scurtcircuit trebuie să se facă pe baza încălzirii coliviei în perioadele de accelerare. În lucrare este studiată teoretic și experimental alegerea puterii motorului de acționare al volantului destinat pentru tracțiunea cu energie cinetică înmagazinată.

GRUPUL VOLANT — MAȘINA DE INDUCȚIE EXPERIMENTAL

Pentru efectuarea încercărilor experimentale s-a folosit un grup volant — mașină de inducție existent în laboratorul de Utilizările energiei electrice din Timișoara, reprezentat în secțiune în figura 1.

Pentru determinarea experimentală a încălzirii, în diferite părți ale mașinii, s-au prevăzut în rotor și în stator rezistențe de 20 Ω și respectiv

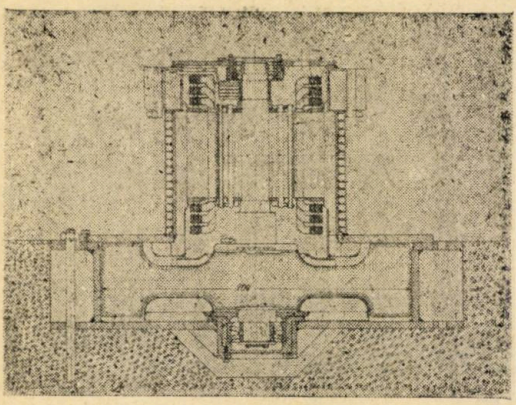


Fig. 1. Secţiune prin grupul experimental volant — maşină de inducţie.

de 100 Ω confecţionate din cupru avînd diametrele, în mod corespunzător de 0,1 şi 0,08 mm. Rezistenţele aşezate în rotor sînt legate la 5 inele care sînt în contact cu periile racordate la o cutie de borne. În scopul de a studia diferite aspecte ale încălzirii rotorului acesta s-a realizat în două variante constructive ale dublei colivii [7]. Maşina este prevăzută şi cu posibilitatea de răcire cu hidrogen şi respectiv cu apă care poate circula printr-o cămaşă exterioară.

CERCETĂRI CU PRIVIRE LA ALEGEREA MAŞINII DE INDUCŢIE IN SCURTCIRCUIT CUPLATĂ CU VOLANTUL, PE BAZA DE INCALZIRE

1. Diagramele de funcţionare ale grupului volant-maşină de inducţie, instalat pe un vehicul, din figura 2, reprezintă turaţia $n=f(t)$, cuplul de accelerare $M_j=f(t)$, cuplul total de frecări (M_t) şi cuplul rezistent (M_g) determinat de funcţionarea maşinii ca generator, $(M_t+M_g)=f(t)$, precum şi viteza vehiculului $v=f(t)$ pentru un traseu cu diferite declivităţi. Turaţia în funcţie de timp a maşinii cuplată cu volantul cuprinde perioadele de accelerare ale volantului t_a (funcţionarea maşinii ca motor) şi perioadele de mers a vehiculului t_m (funcţionarea maşinii ca generator). În timpul t_s a opririlor vehiculului în staţii, maşina electrică, fără să se afle în stare de funcţionare, continuă să se rotească, fiind antrenată de volant. t_c este durata unui ciclu.

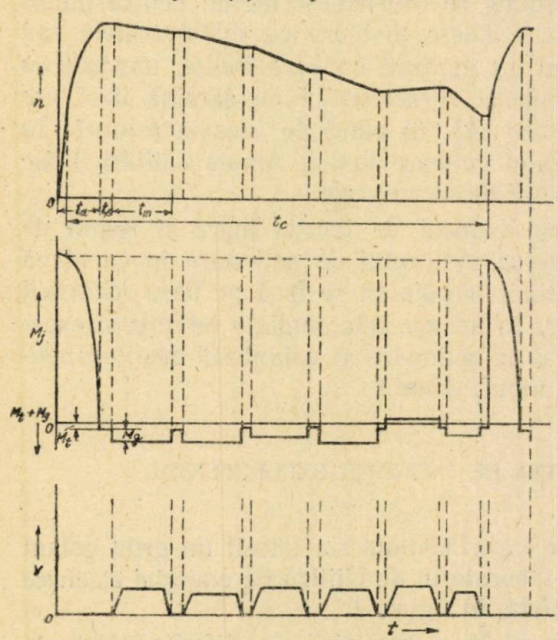


Fig. 2. Diagramele de funcţionare ale grupului volant — maşină de inducţie.

Cuplul rezistent este determinat considerînd că în interiorul grupului se introduce

hidrogen la o suprapresiune de 7 N/cm², care contribuie totodată la îmbunătățirea răcirii mașinii de inducție.

Asupra cuplului rezistent determinat de frecare cu mediul din carcasă, pe baza calculelor și a încercărilor experimentale[7], au rezultat concluziile care urmează.

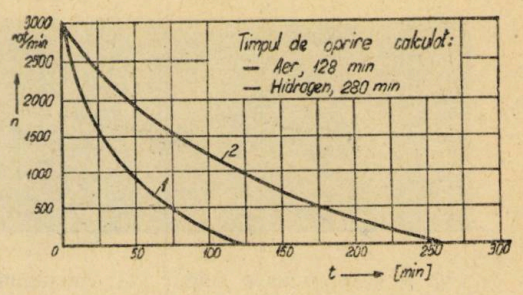


Fig. 3. Curbele de oprire determinate experimental ale grupului cu volant de 900 mm diametru: *1* — Aer; *2* — Hidrogen.

a) Raportul de reducere a pierderilor de frecare cu mediul din carcasă prin folosirea hidrogenului comparativ cu aerul se menține aproximativ constant în funcție de diametru și este în jur de 1 : 10.

b) Din cauza pierderilor prin frecare mari în aer, la diametre mari, eficacitatea folosirii hidrogenului este considerabilă. Curbele de oprire, la funcționarea în gol, din figura 3 sînt determinate experimental pentru grupul din laborator. La un volant cu diametrul de 1 600 mm, s-a determinat prin calcule, pentru oprirea în aer, timpul de 4 ore, iar în hidrogen 12 ore.

c) La volanturi sub 1 m diametru pierderile prin frecare cu aerul nefiind prea mari, grupul volant-mașină de inducție poate fi realizat și cu funcționare în aer.

d) La accelerarea volantului pierderile prin frecare cu mediul înconjurător nu influențează decît în mică măsură asupra timpului necesar pentru ajungerea la turația maximă. În figura 4 sînt arătate variațiile (deduse din oscilogramele din fig. 5) puterii (*1*), curentului (*2*), turației (*3*) și factorului de putere (*4*) la pornirea grupului experimental, în carcasă fiind introdus aer la presiune atmosferică. Timpul de accelerare în hidrogen, (la aceeași valoare a tensiunii) a rezultat de 280 s.

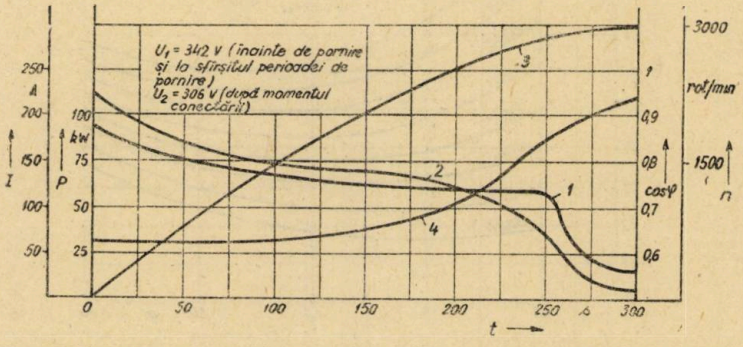


Fig. 4. Variația puterii (*1*), curentului (*2*), turației (*3*) și factorului de putere (*4*) la pornirea grupului experimental, în carcasă fiind introdus aer la presiunea atmosferică.

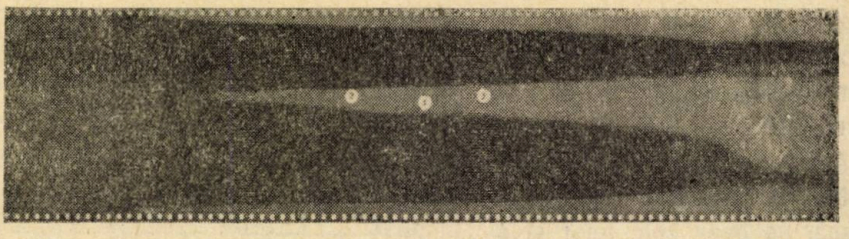


Fig. 5. Oscilogramele puterii (*1*), curentului (*2*) şi tensiunii (*3*) la pornirea grupului experimental.

e) Pierderile totale minime (P_t), pentru o anumită valoare a energiei cinetice înmagazinată (A), se obţin pentru un anumit diametru al volantului, conform curbelor din figura 6 [7].

2. Cu toate că teoretic, pentru aceiaşi parametri, motorul trifazat de inducţie cu inele şi cel în scurtcircuit ar trebui să dezvolte cupluri egale, în realitate variaţia în funcţie de alunecare a cuplurilor celor două motoare este diferită. Datorită influenţei cuplurilor parazite (care au o mărime de luat în seamă numai la motorul în scurtcircuit) cuplul motorului în domeniul $s=1$ pînă la 0,4 este micşorat [4].

Din oscilograma din figura 5 se observă că într-o anumită zonă apar ondulări pronunţate în oscilogramele curentului şi ale puterii. Aceste ondulări apar cu mai multă claritate în oscilogramele din figura 7 obţinute cu viteză mai mare de înregistrare.

Fenomenul ondulării se explică pe de o parte prin repartiţia nesinusoidală a cîmpului magnetic în întrefier, iar pe de altă parte prin felul de repartiţie a curentului în barele coliviei. Datorită armonicilor superioare

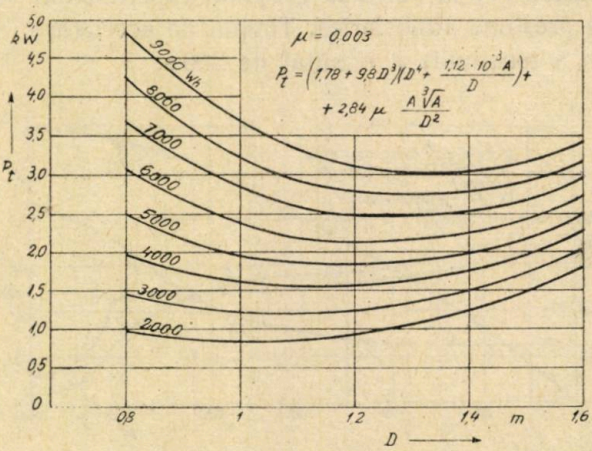


Fig. 6. Pierderile totale (P_t) în funcţie de diametrul volantului (D) pentru diferite valori ale energiei înmagazinată (A).

ale cîmpurilor statoric și rotoric apar cupluri parazite care determină micșorarea cuplului mașinii, iar pierderile suplimentare care apar, fac ca randamentul mașinii să fie mai mic decît valoarea care ar rezulta din calcule.

Precizările de mai sus au o deosebită importanță pentru acționarea, cu motoare de inducție în scurtcircuit, a mașinilor de lucru cu moment de inerție mare și porniri dese cum este cazul de exemplu al centrifugelor și a amestecătoarelor. Datorită oscilațiilor care apar în forma caracteristicii cuplului, pe de o parte se mărește timpul de pornire, iar pe de altă parte randamentul energetic al accelerării (care este raportul între energia înmagazinată și energia totală luată din rețea) este scăzut. Îmbunătățirea comportării motoarelor de inducție în scurtcircuit care acționează mașini de lucru cu moment de inerție mare și porniri dese se poate obține prin măsurile constructive arătate în [4].

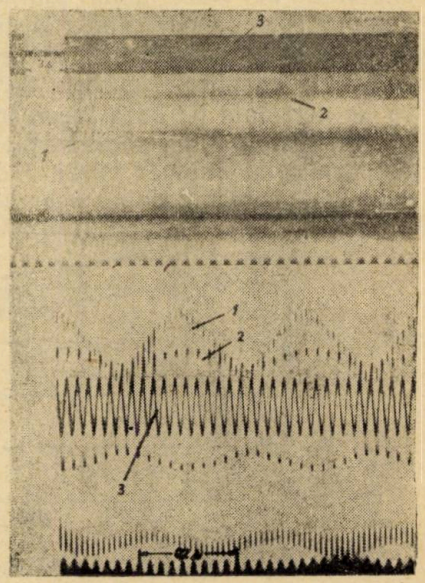


Fig. 7. Forma ondulată în oscilogramele puterii (*1*) și a curentului (*2*) între $s=1$ și $s=0{,}4$. *3* este tensiunea.

Cazul grupurilor volant mașină de inducție prezintă, sub aspectul analizat mai sus, unele particularități care sînt arătate în cele ce urmează.

a) La vehicule cu energie înmagazinată cu volant în rotație accelerarea grupului în exploatare se face în mod obișnuit de la o turație în jur de 2 000 rot/min. De aceea, în acest caz, nu este de loc important faptul că cuplul motorului este micșorat datorită cuplurilor parazite.

b) Pe baza calculelor și a experiențelor efectuate cu grupul din laborator, cu două rotoare diferite, a rezultat că randamentul energetic al accelerării nu depinde de momentul de inerție al volantului, fiind exclusiv o caracteristică a motorului.

Randamentul energetic al accelerării este un indicator important al acționării mecanismelor cu moment de inerție mare și porniri dese. La grupul experimental din laborator randamentul energetic are valoarea de 0,36 la accelerarea de la 0 la 2 965 rot/min și de 0,63 de la 2 000 la 2 965 rot/min.

Prin accelerarea volantului de la turații mari, în afară de faptul că randamentul energetic este mai mare, se obțin și alte avantaje. Astfel temperatura la care ajunge motorul este mai mică, iar valoarea capacității de autoexcitație în regim de generator este de asemenea mai mică. Totodată reglarea mersului vehiculului se face în condiții mai bune, deoarece

turaţia grupului volant-maşină de inducţie nu variază în limite atît de largi ca în cazul accelerării de la turaţii mici.

3. Cantitatea de căldură care se dezvoltă în cuprul rotoric în perioada de accelerare, depinde exclusiv de energia cinetică înmagazinată la turaţie maximă şi de limitele de alunecare între care se face accelerarea.

În cazul grupului volant-maşină de inducţie hidrogenul circulă prin ţevile coliviei exterioare şi spală totodată suprafaţa inelelor de scurt-circuitare ale celor două colivii. Căldura preluată prin circulaţia hidrogenului este parţial cedată apei care circulă printr-o cămaşă exterioară.

Deoarece coeficientul de cedare a căldurii nu se poate cunoaşte cu suficientă exactitate, curbele de încălzire determinate prin calcule trebuie să fie corectate pe baza încercărilor experimentale.

În figura 8 s-a reprezentat încălzirea în funcţie de turaţie a coliviei de pornire, şi anume: curba *1* determinată prin calcule; curba *2* pe baza calculului corectat ţinînd seamă de curba experimentală *3*.

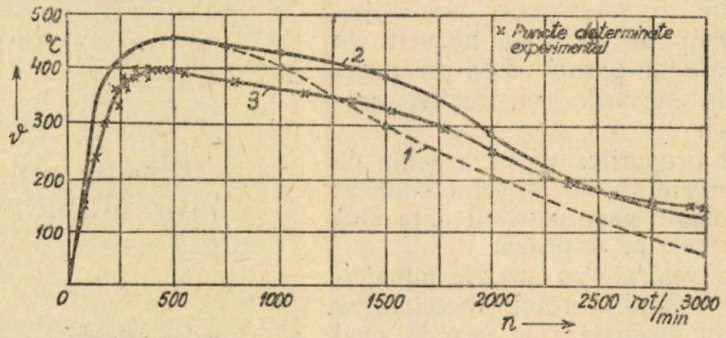


Fig. 8. Variaţia încălzirii coliviei de pornire (rotorul *1*) la accelerarea volantului din repaus pînă la turaţia maximă.

Cu privire la încălzirea maşinii de inducţie cuplată cu volantul în timpul accelerării, din repaus pînă la turaţia maximă, se desprind unele concluzii care sînt arătate mai jos.

a) Datorită unui regim nestaţionar de lungă durată, a dezvoltării unei mari cantităţi de căldură în rotor şi a construcţiei speciale a maşinii, parametrii care intervin la calculul încălzirii variază în limite largi în decursul unui ciclu. Cedarea de căldură de la colivie este influenţată de încălzirea pachetului de tole (datorită pierderilor în fier), de căldura dezvoltată în înfăşurarea statorului, de pierderile prin frecare şi de sistemul de răcire.

b) Influenţa folosirii hidrogenului pentru reducerea încălzirii şi în special a temperaturii maxime este neglijabilă în perioada de accelerare. Atît calculele cît şi măsurătorile au arătat că reducerea temperaturii maxime a coliviei prin folosirea hidrogenului este în medie de 5%.

c) Folosirea apei de răcire nu are practic nici o influenţă asupra reducerii temperaturii maxime din perioada de accelerare.

d) Încălzirea maximă a coliviei are loc pînă la turaţia de 500 rot/min. Acest lucru este deosebit de important, în sensul că este avantajos, avînd

în vedere că în exploatare accelerarea volantului se face între 2 000 rot/min și turația maximă.

e) Între turația de 1 500 și 3 000 rot/min (domeniul care se folosește în exploatare) este posibil să se obțină prin calcule o formă de variație a încălzirii coliviei apropiată de curba experimentală, prin corectarea parametrilor privind cedarea de căldură către pachetul de oțel.

În figura 9 și 10 sînt reprezentate curbele de încălzire pe baza diagramelor de funcționare din figura 2 pentru două rotoare cu greutăți diferite ale coliviilor și ale inelelor de scurtcircuitare.

Comparînd calculele și rezultatele experimentale, cu privire la încălzire, la funcționarea mașinii cuplată cu volantul, cu rotorul *1* și respectiv cu rotorul *2*, se pot deduce concluziile arătate în cele ce urmează.

a) La rotorul *2*, cu cantitate de cupru mai mare, temperatura maximă este inferioară celei obținute cu rotorul *1*. Totodată la rotorul *2* temperatura maximă este în jurul turației de 1 500, iar la rotorul *1* în jurul turației de 500 rot/min

Explicația constă în aceea că rotorul *2*, cu cantitate de cupru mai mare, are constantă de timp de încălzire mai mare decît rotorul *1*, ceea ce determină ca încălzirea și respectiv răcirea să decurgă în mod deosebit. Mersul în timp al încălzirii diferă în cazul celor două rotoare și din cauza timpului de accelerare, mai mic la rotorul *2*.

b) La rotorul *1* temperatura (măsurată experimental) la sfîrșitul perioadei de accelerare este în jur de 150 °, iar la rotorul *2* de 180 °C. Rezultă că mărirea can-

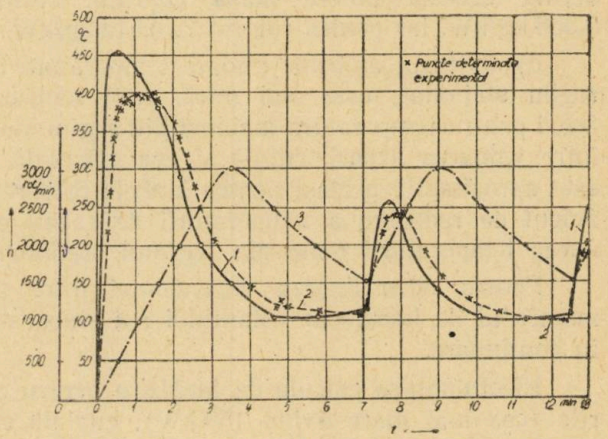


Fig. 9. Încălzirea coliviei de pornire în funcție de timp (rotorul *1*) determinată pe baza diagramelor de funcționare:

1 — curbă dedusă prin calcule; *2* — curbă experimentală; *3* — turația în funcție de timp.

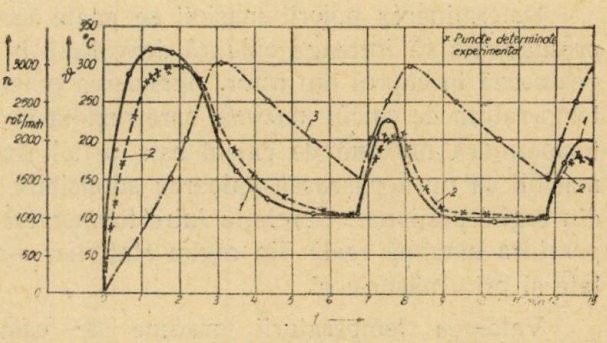


Fig. 10. Încălzirea coliviei de pornire în funcție de timp (rotorul *2*) determinată pe baza diagramelor de funcționare:

1 — curbă dedusă prin calcule; *2* — curbă experimentală; *3* — turația în funcție de timp.

tității de cupru peste o anumită limită nu ar mai contribui la reducerea temperaturii maxime din regimul staționar, care se obține după al patrulea ciclu de funcționare.

c) La proiectarea celui de al doilea rotor au fost încercate prin calcule diferite variante de construcție a dublei colivii cu scopul de a determina soluția care, pentru dimensiunile stabilite ale motorului și pentru regimul de lucru corespunzător diagramelor din figura 9 și 10, să asigure obținerea unei valori cît mai mici pentru temperatura maximă din regim staționar. Calculele au arătat că dimensiunile stabilite pentru colivia dublă a rotorului *2* se apropie de satisfacerea condiției formulate mai sus. Considerînd aceeași putere masa cuprului rezultă, în cazul rotorului *1*, 0,366 kg/kW, iar pentru rotorul *2*, 0,513 kg/kW.

d) În cazul ambelor rotoare temperatura determinată experimental, în regim staționar, este mai mică decît temperatura rezutată din calcule. Dacă pentru temperatura maximă din regim staționar se efectuează raportul între valoarea experimentală și cea calculată se observă că acest raport este aproximativ același pentru ambele rotoare. Acest raport, denumit coeficient de reducere a temperaturii de calcul este utilizat pentru determinarea temperaturii reale din regimul staționar.

Pentru determinarea dependenței între puterea mașinii electrice și momentul de inerție al volantului s-a elaborat metoda care este explicată în continuare.

Efectuîndu-se calcule de încălzire pentru cîteva mașini de puteri diferite (cea mai mare avînd 150 kW), cuplate cu volant corespunzător, s-a constatat că variația temperaturii coliviei de pornire este asemănătoare cu variația obținută pentru mașina experimentală [7]. Fixînd o limită de temperatură pentru încălzirea maximă a coliviei din regim staționar, se poate deduce puterea corespunzătoare unui volant de un anumit moment de inerție.

Determinarea puterii mașinii se poate face pe baza încălzirii coliviei presupunînd că întreaga căldură dezvoltată în timpul accelerării se înmagazinează în cuprul din rotor. Aprecierea puterii se face în acest caz după temperatura de calcul maximă, care rezultă în ipoteza de mai sus. Această temperatură maximă de calcul este astfel fixată încît încălzirea reală a mașinii să nu depășească valoarea admisibilă pentru temperatură maximă din regim staționar. Corelația între temperatura maximă de calcul și temperatura maximă reală din regim staționar s-a stabilit prin calcule detailate și prin măsurători.

Valoarea temperaturii maxime de calcul, la accelerarea de la 1 500 rot/min la turația finală, a rezultat în felul arătat mai jos.

S-a admis valoarea de 200 °C ca limită a temperaturii maxime din regim staționar. Pentru obținerea acestei temperaturi dimensiunile grupu-

lui volant-mașină de inducție trebuie să fie așa fel alese încît temperatura maximă de calcul, așa cum a fost definită mai sus, să fie cuprinsă între 400 și 450 °C.

Temperaturile reale din regim staționar au rezultat din temperaturile maxime calculate care au fost corectate cu coeficientul de reducere, care pentru condițiile în care sînt trasate curbele din figurile 9 și 10 a rezultat egal cu 0,85 [7].

Dependența între puterea mașinii cuplată cu volantul și momentul de inerție al grupului este reprezentată în figura 11.

Dependența stabilită în figura 11 nu este influențată în măsură apreciabilă de raportul între diametrul volantului și momentul său de inerție. Limita inferioară a acestui raport este determinată de pierderile prin frecare cu mediul și în rulmenți. Valoarea minimă a diametrului și respectiv cea maximă, pentru ca limitele de temperatură să fie aproximativ aceleași, rezultă din condiția ca diferența de pierderi să nu depășească 10 la sută din pierderile minime.

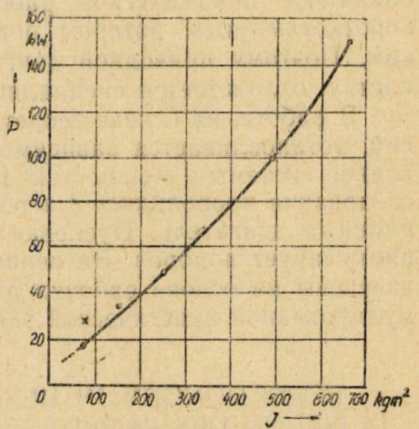


Fig. 11. Puterea mașinii de inducție în funcție de momentul de inerție al volantului.

În concluzie se apreciază că dependența stabilită în fig. 11 poate fi folosită pentru determinarea puterii mașinii de acționare la sisteme cu moment de inerție mare, cu condiția ca aceste mașini să fie de construcție asemănătoare cu mașina experimentală. Se precizează că forma curbei din figura 11 se modifică în funcție de diagramele de funcționare pentru care se efectuează calculele de încălzire.

BIBLIOGRAFIE

1. Văzdăuțeanu Vl., Metode de calcul în tracțiunea cu energie înmagazinată cu volant în rotație. Rev. Gosp. Com., nr. 8, 1955.
2. * * * Primenenia Vrașciaiușcievosia mahovica v caceste accumuliatora energii na besrelsovom transporte. Mașinostroenie, nr. 6, 1956.
3. Sora C., Văzdăuțeanu Vl., Unele probleme privind tracțiunea electrică cu energie cinetică înmagazinată, Bul. șt. și tehnic al I.P.T., tom 2, 1957.
4. Schuisky W., *Induktionsmaschinen*, Springer-Verlag, Wien, 1957.
5. Sora C., Văzdăuțeanu Vl., Girobusul, Revista Căilor Ferate, 2, 1958.
6. Götter G., *Nagrevanie i ohlajdenie elektriceskih mașîn*, Gosenergoizdat, Moskva, 1961.
7. Văzdăuțeanu Vl., Cercetări cu privire la aplicarea în tracțiune a energiei înmagazinată sub formă cinetică, Lucrare de disertație, Timișoara 1963.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ МОЩНОСТИ КОРОТКОЗАМКНУТОГО ИНДУКЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИВОДНЫХ СИСТЕМ С БОЛШИМ ИНЕРЦИОННЫМ МОМЕНТОМ

(РЕЗЮМЕ)

В приводных системах с большим инерционным моментом и преобладающе динамической работой, индукционый электродвигатель с короткозамнутым ротором подвергается большим термическим нагрузкам. Поэтому приводной двигатель имеющий в этих случая двоиную клетку, охлаждается специалным устройством.

В работе, на основе теоретических и экспериментальных исследований, установливается зависимость между инерционным моментом приводной системы и мощностью электродвигателя. Экспериментальные исследования проводились с агрегатами маховик — лабораторный индукционный двигатель. Пусковая клетка состоит из труб, через которые циркулирует водород. Экспериментальные расчеты и определения произведены на основе рабочих диаграмм перевозочного средства с аккумулированной кинетической энергией.

FORSCHUNGEN IN BEZUG AUF DIE BESTIMMUNG DER LEISTUNG DES KURZGESCHLOSSENEN INDUKTIONSMOTORES BEI ANTRIEBSYSTEMEN MIT GROSSEM TRÄGHEITSMOMENT

(ZUSAMMENFASSUNG)

Bei Antriebsystemen mit grossem Trägheitsmoment und mit vorwiegend dynamischer Betriebsweise, wird der kurzgeschlossene induktionsmotor thermisch stark beansprucht. Aus diesem Grunde ist der Antriebsmotor, in solchen Fällen ein Doppelkäfigmotor, mit einer speziellen Abkühlung versehen.

In dieser Abhandlung, auf Grund einiger theoretischer und experimentaler Forschungen, wird die Abhängigkeit zwischen dem Trägheitsmoment des Antriebsystems und der Leistung des Elektromotors festgelegt. Die Versuche wurden mit einer Gruppe Schwungrad — Induktionsmotor im Laboratorium ausgeführt. Der Anlaufkäfig ist aus Rohren durch welche Wasserstoff durchfliesst.

Die Berechnungen und die experimentalen Bestimmungen wurden auf Grund der Betriebsdiagrammen eines Wagens mit eingelagerter kinetischer Energie ausgeführt.

METODĂ DE CALCUL PENTRU APRECIEREA EFICACITĂȚII APLICĂRII FRÎNĂRII ELECTRICE PRIN RECUPERARE DE ENERGIE LA CĂILE FERATE

DE

VL. VAZDAUȚEANU

1. CONSIDERAȚII GENERALE

Principiul frînării electrice constă în a face ca motoarele de tracțiune să funcționeze ca generatoare, care transformă energia cinetică a unităților de transport în energie electrică. Dacă motoarele de tracțiune care funcționează în regim de generatoare debitează asupra unei rezistențe rezultă frînarea reostatică, iar dacă energia electrică recuperată este redată liniei de contact are loc frînarea cu recuperare. Energia recuperată poate fi transmisă sistemului energetic general prin substațiile de tracțiune, sau poate fi utilizată la alimentarea altor locomotive din sectorul de cale ferată în care are loc recuperarea.

În cazul tracțiunii pe căile ferate aplicarea frînării electrice și îndeosebi a celei cu recuperare prezintă avantaje importante pentru linii cu declivități mari pe porțiuni lungi. Totodată frînarea reostatică este aplicată cu rezultate bune în tracțiunea electrică din orașe.

În cazul locomotivelor electrice alegerea între frînarea electrică reostatică și frînarea cu recuperare de energie este determinată, în primul rînd, de cantitatea de energie care se poate recupera. Totodată trebuie ținut seama și de posibilitățile folosirii energiei recuperate în sistemul de tracțiune și de condițiile transmiterii acestei energii în rețeaua de alimentare a căilor ferate. De aceea, pentru un anumit traseu de cale ferată, alegerea tipurilor de locomotive corespunzătoare exploatării trebuie făcută și pe baza unor calcule cu privire la eficacitatea aplicării frînării prin recuperare de energie. Acest lucru este deosebit de important dacă se ține seamă că la unele tipuri de locomotive realizarea frînării prin recuperare conduce la complicarea echipamentului electric, cum este de exemplu cazul locomotivelor cu redresoare.

Considerațiile de mai sus impun ca problema alegerii tipului de locomotivă din punct de vedere a posibilității recuperării de energie să fie bine

analizată. În acest scop, în cele ce urmează se prezintă o metodă de calcul originală pe baza căreia se poate aprecia eficacitatea aplicării frînării prin recuperare de energie pe un anumit traseu de cale ferată.

2. DETERMINAREA EFICACITAŢII APLICĂRII FRINARII PRIN RECUPERARE PE BAZA CARACTERISTICILOR TRASEULUI

Se consideră profilul în lung al unei căi ferate simple, din figura 1. Vitezele trenurilor din tabelul 1 sînt stabilite pe baza profilului din figura 1, simplificat.

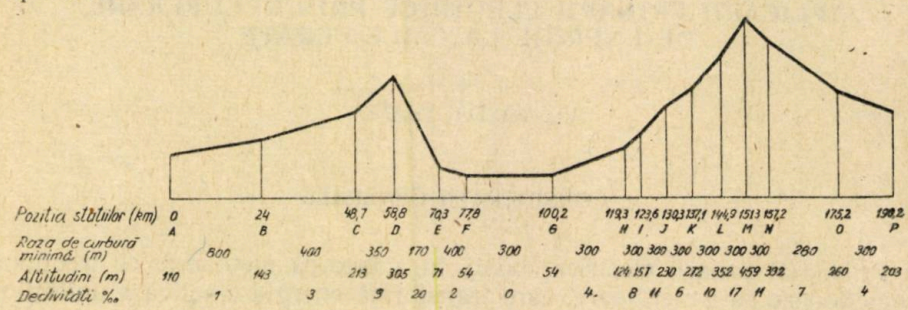


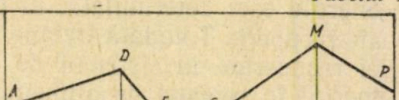
Fig. 1. Profilul în lung al unui traseu de cale ferată.

La mersul cu viteză constantă forţa de tracţiune şi respectiv forţa de frînare sînt determinate de rezistenţele de mers. Acestea s-au calculat [5] pentru următoarele mase remorcate:

— trenuri accelerate . . . . . 480 t
— trenuri de persoane . . . . . 670 t
— trenuri de marfă . . . . . 1 120 t

Calculele numerice sînt efectuate pentru sistemul de tracţiune în curent monofazat, 25 kV, 50 Hz, alegîndu-se în acest scop o locomotivă Co-Co cu redresoare monoanodice de tip excitron, cu masa de 120 t, η (randamentul în regim de tracţiune) = 0,81 şi η_r (randamentul la frînare prin recuperare) = 0,77. Factorul de putere pentru locomotiva aleasă este 0,85 în regim de tracţiune şi 0,7 la frînare prin recuperare.

Tabelul 1

Profilul în lung						
Distanţa (km)		58,8	11,5	29,9	51,5	38,9
Felul tren	Sens mers	Vitezele medii în km/h				
Accelerate	→	80	40	75	55	85
	←	85	40	75	80	70
Persoane	→	48	34	44	38	50
	←	50	34	44	44	38
Marfă	→	48	30	44	36	50
	←	58	30	44	48	40

În figura 2 s-a reprezentat variaţia curentului absorbit şi a curentului recuperat în linia de contact de-a lungul traseului din figura 1, în am-

bele sensuri, cu vitezele din tabelul 1, pentru trenuri de persoane și de marfă. Pentru aceleași condiții s-a calculat și s-a reprezentat în figura 3 energia absorbită pentru ambele sensuri de mers. În această din urmă figură sînt cuprinse și curbele referitoare la trenuri accelerate. Pe baza curbelor din figura 2 și 3 și a graficului de circulație se pot stabili condițiile în care poate fi utilizată energia recuperată.

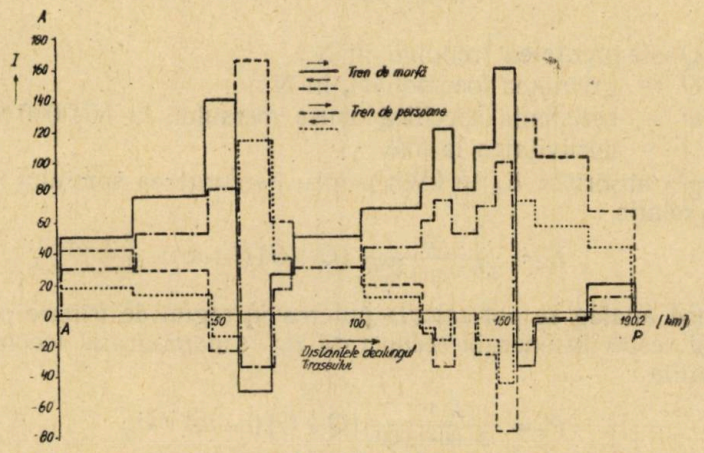


Fig. 2. Diagramele curentului absorbit și a curentului recuperat de-a lungul traseului din figura 1, în ambele sensuri.

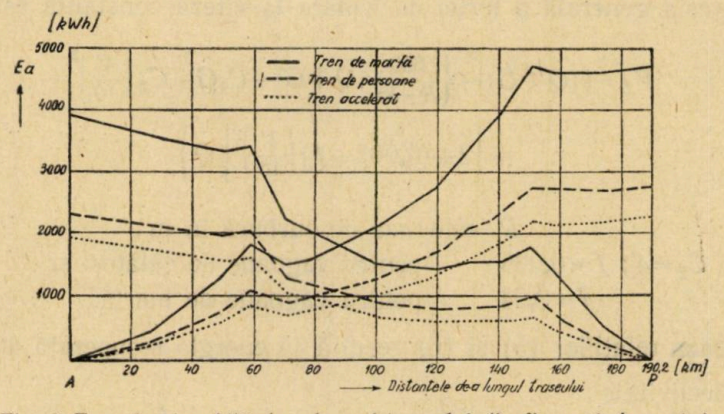


Fig. 3. Energia absorbită de-a lungul traseului din figura 1, în ambele sensuri.

Puterea P_a în kW, absorbită de la linia de contact de locomotivă, în regim de tracțiune, este dată de relația

$$P_a = \frac{F \cdot V}{3\,600\,\eta} \qquad (1)$$

în care

F este forța de tracțiune în N;
V — viteza în km/h.

Dacă trenul are viteza constantă, forța de tracțiune este egală cu rezistențele opuse mersului. În acest caz relația (1) poate fi pusă sub forma

$$P_a = \frac{1}{3\,600\,\eta \cdot 1\,000}(Q+G)(i+w)V \qquad (2)$$

în care

Q este greutatea trenului, în N;
G — greutatea locomotivei, în N;
w — rezistența specifică opusă mersului, în N/1 000 N;
i — declivitatea la mie.

Energia absorbită E_a în kWh pentru parcurgerea spațiului s în km rezultă din relația

$$E_a = \frac{1}{3\,600\,\eta \cdot 1\,000}(Q+G)(i+w)s \qquad (3)$$

În mod analog se pot calcula puterea în regim de frînare prin recuperare P_r și respectiv energia recuperată E_r la pantograful locomotivei. Rezultă relațiile

$$P_r = \frac{1}{3\,600 \cdot 1\,000}(Q+G)(i-w)\,V \cdot \eta_r \qquad (4)$$

$$E_r = \frac{1}{3\,600 \cdot 1\,000}(Q+G)(i-w) \cdot s \cdot \eta_r \qquad (5)$$

Expresia generală a forței de frînare la viteză constantă este dată de relația

$$F_f = i(Q+G) - \left\{\frac{650}{R-55}(Q+G) + C_1 G + C_2\left(\frac{V}{10}\right)^2 + \right.$$
$$\left. + \left[2 + (0{,}007 + f)\left(\frac{V}{10}\right)^2\right] Q\right\} \qquad (6)$$

în care

R este raza de curbură în m;
$C_1 = 5$; $C_2 = 4$; $f = 0{,}025$ pentru vagoane de călători și
$f = 0{,}04$ pentru vagoane de marfă.

Pe baza relațiilor (5) și (6) rezultă că energia recuperată depinde de:

— declivitate;
— spațiul parcurs prin frînare;
— greutatea trenului și a locomotivei;
— felul vagoanelor;
— raza de curbură;
— viteza de înaintare.

Față de unii din acești factori care sînt constanți pentru un anumit traseu și un anumit tip de locomotivă și tren, se observă că viteza de mers

și greutatea trenului pot fi în așa fel alese ca randamentul recuperării să fie maxim. În figura 4 *a* și 4 *b* s-a reprezentat ca exemplu energia recuperată în funcție de viteză, la diferite capacități ale trenurilor de marfă, pentru intervalele *DE* (fig. 4 *a*) și *DC* (fig. 4 *b*) din figura 1.

Pentru a determina randamentul recuperării și consumul de energie specifică este necesar să se cunoască energia absorbită. Ca și în cazul ener-

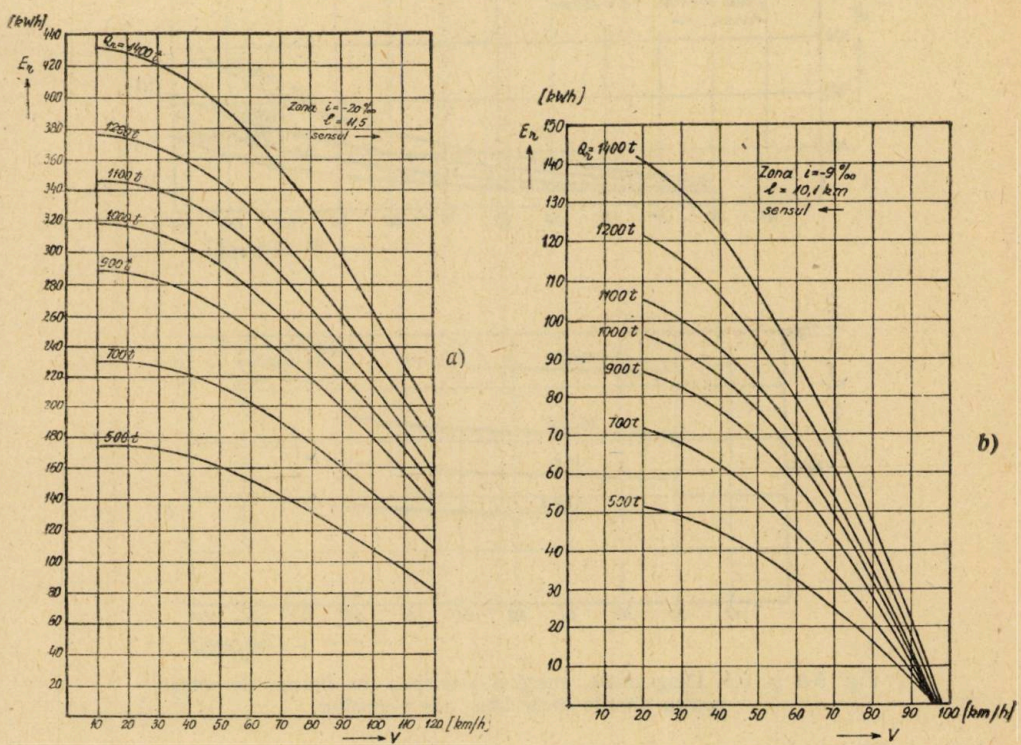


Fig. 4 *a* și 4 *b*. Diagramele energiei recuperate în funcție de viteză pentru diferite încărcături ale trenurilor.

giei recuperate, energia absorbită, depinde de viteza și greutatea trenurilor. Energia absorbită se poate calcula cu relația (3), în care forța de tracțiune este dată de expresia

$$F = i(Q+G) + \frac{650}{R-55}(Q+G) + C_1 G + C_2 \left(\frac{V}{10}\right)^2 + \\ + \left[2 + (0{,}007 + f)\left(\frac{V}{10}\right)^2\right] Q \qquad (7)$$

În figura 5 *a* și 5 *b* s-a reprezentat ca exemplu energia absorbită în funcție de viteză, la diferite capacități ale trenurilor de marfă, pentru intervalele *OP* (fig. 5 *a*) și *ED* (fig. 5 *b*).

Cu ajutorul diagramelor de forma celor din figura 4 şi 5, calculate pentru toate porţiunile profilului în lung din figura 1 şi pentru ambele sensuri de mers, se poate determina energia absorbită şi energia recupe-

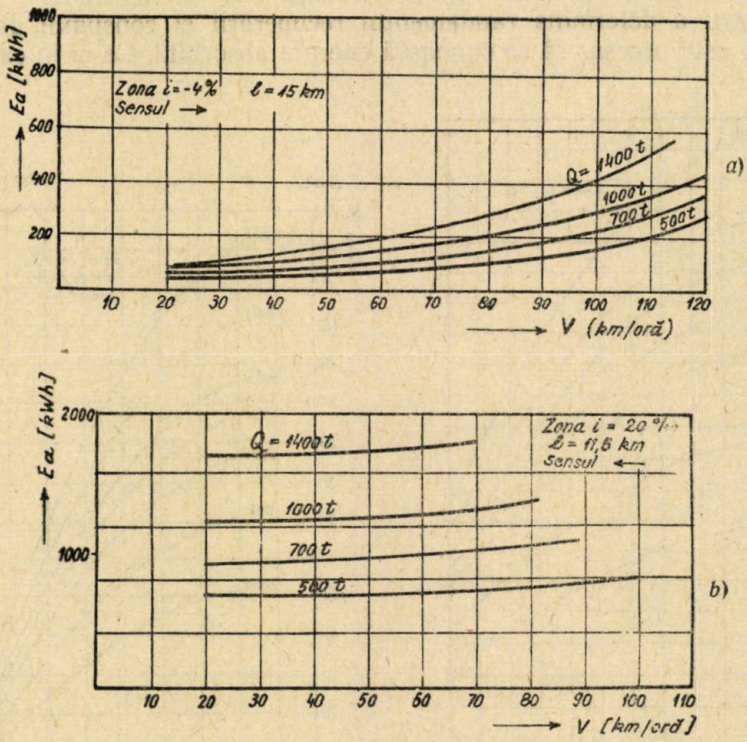


Fig. 5 *a* şi 5 *b*. Diagramele energiei absorbite în funcţie de viteză pentru diferite încărcături ale trenurilor.

rată la diferite viteze şi la diferite capacităţi ale trenurilor. Considerînd în unitatea de timp o anumită valoare a volumului de transportat (care se presupune constant) cu diagramele de forma celor din figura 4 şi 5 se pot determina încărcătura şi viteza trenurilor astfel ca energia consumată să aibă valoarea minimă. Pe baza diagramelor de forma celor din figura 4 şi 5, trasate pentru întreg traseul din figura 1, pentru cele două sensuri de mers, s-a calculat consumul specific de energie e şi randamentul frînării prin recuperare η_f în funcţie de capacitatea de încărcare a trenurilor. Calculele s-au efectuat pentru vitezele din tabelul 1. Curbele $e=f(Q+G)$ * şi $\eta_f=f(Q+G)$ * sînt reprezentate în figura 6. Curba *1* reprezintă consumul de energie fără recuperare, iar curba *2* cu recuperare de energie. Variaţia randamentului este arătată pentru fiecare din cele două sensuri de mers. S-a reprezentat şi variaţia randamentului global.

* In figurile 4, 5 şi 6 Q şi respectiv G reprezintă masa măsurată în tone.

În scopul comparării diferitelor tipuri de locomotive din punct de vedere al recuperării de energie, în afară de locomotivele cu redresoare cu

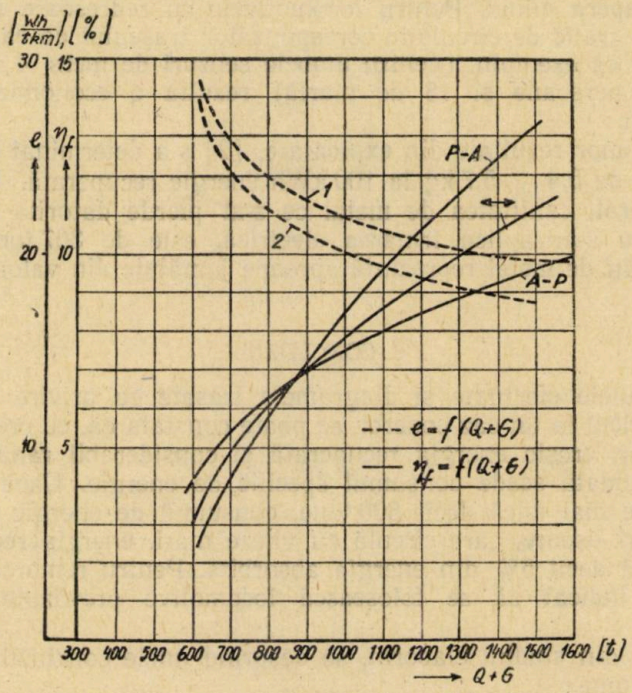


Fig. 6. Variația consumului de energie $e=f(Q+G)$ și a randamentului frînării prin recuperare $\eta_f=f(Q+G)$ în funcție de masa de transportat.

vapori de mercur, s-au efectuat calcule și pentru locomotive cu motoare monofazate și locomotive cu grup convertizor de curent monofazat — curent continuu. În tabelul 2 sînt introduse rezultatele obținute. Se remarcă că randamentul frînării prin recuperare este cel mai ridicat în cazul locomotivelor cu redresoare cu vapori de mercur.

Tabelul 2

Felul trenurilor și locomotivelor	Tren accelerat		Tren persoane		Tren marfă	
	Locom. redr. vap. mercur	Locom. cu mot. directe monof.	Locom. redr. vap. mercur	Locom. cu mot. directe monof.	Locom. redr. vap. mercur	Locom. grup conv. mono C.C.
Randamentul recuperării [%]	5,6	5,35	8,85	8,45	8,82	7,10
Consum specific fără recup. $\frac{Wh}{tkm}$	25	26,1	22,1	22,1	22,5	24,8
Consum specific cu recup. $\frac{Wh}{tkm}$	23,5	24,3	20,3	20,4	20,61	23

Cu ajutoru diagramelor din figurile 2, 3, 4 şi 5, cu datele din tabelul 2 şi din graficul de circulaţie se poate determina cantitatea de energie care se poate recupera anual. Pentru locomotivele cu redresoare monoanodice şi un anumit grafic de circulaţie corespunzător traseului de cale ferată din figura 1, luat ca exemplu, (pentru ambele sensuri de mers, 4 trenuri accelerate, 6 de persoane şi 18 de marfă) rezultă o economie anuală de 6 800 000 kWh.

Pe baza unor rezultate din exploatare, [2] s-a determinat că economia de metal este de 5,4 ... 5,7 kg la 100 kWh energie recuperată. Astfel pentru cazul considerat, cantitatea de metal ce s-ar pierde datorită uzurii saboţilor, dacă nu s-ar aplica frînarea electrică, este de 367 tone. Valoarea acestei cantităţi de metal reprezintă aproape jumătate din valoarea energiei recuperate.

3. CONCLUZII

Din calculele efectuate şi diagramele trasate cu privire la aplicarea metodei de calcul la un caz concret, se poate constata că, cu creşterea greutăţii trenurilor, creşte energia recuperată şi considerabil randamentul recuperării. Totodată scade consumul specific de energie. Dacă capacitatea trenurilor este mai mică decît 800 tone, consumul de energie creşte mult.

La trenuri uşoare, care circulă cu viteze mari, energia recuperată devine mai mică decît 5% din energia absorbită. Pentru remorcarea acestor trenuri este indicat să se folosească locomotive prevăzute cu frînare reostatică.

Totodată, din studiul elaborat, se desprind unele concluzii cu caracter general şi anume :

a) aplicarea frînării cu recuperare este avantajoasă chiar şi la declivităţi de ordinul de 10 la mie dacă greutatea trenurilor la mersul în pantă este mai mare decît greutatea trenurilor la mersul în rampă.

b) Energia recuperată creşte cu creşterea greutăţii trenurilor.

BIBLIOGRAFIE

1. Elektricestvo, nr. 1/1955, pag. 53.
2. Elektriceskaia i teplovoznaia tiaga, Nr. 12/1957, pag. 19.
3. Rakov V. A., Elektrovozî peremenovo toka, Moskva, 1961.
4. Rozenfeld V. E., Isaeev I. P., Sidorov N. N., Elektriceskaia tiaga, Moskva, 1962.
5. Hütte V. B., 28. Auflage, Berlin, 1955.

МЕТОДЫ РАСЧЕТА ДЛЯ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ НА ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГАХ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ТОРМОЖЕНИЯ С РЕКУПЕРАЦИЕЙ ЭНЕРГИИ

(РЕЗЮМЕ)

Применение электрического торможения с рекуперацией энергии на железных дорогах с большими уклонами и длинными пробегами имеет значительные преимущества как с точки зрения экономии электрической энергии так и по экономии металла.

В работе излагается расчетный метод для оценки эффективности применения рекуперативного торможения, учитывая главные влияющие факторы, как вес и скорость поезда, движение, протяженность уклонов, сокращение расхода электроэнергии и экономия металла.

BERECHNUNGSMETHODE FÜR DIE ABSCHÄTZUNG DER WIRKSAMKEIT DER ANWENDUNG DES ELEKTRISCHEN BREMSSYSTEMS DURCH ENERGIERÜCKGEWINNUNG BEI EISENBAHNEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Die Anwendung des elektrischen Bremssystems durch Energierückgewinnung bei Eisenbahnlinien, welche auf langen Strecken grosse Neigungen aufweisen, bietet wesentliche Vorteile durch die Einsparung von Elektroenergie, sowie durch die Verringerung der Abnützung des Eisengutes.

In dieser Abhandlung wird eine Berechnungsmethode zur Abschätzung der Wirksamkeit der Anwendung des elektrischen Bremssystems durch Energierückgewinnung geboten. Dabei werden die wichtigsten einwirkenden Faktoren in betracht gezogen uzw.: das Gewicht und die Geschwindigkeit des Eisenbahnzuges, der Verkehr, die Länge der Strecke mit Neigungen, die Verringerung des elektrischen Energieverbrauches und die Einsparung von Eisengut.

INFLUENȚA COMPRESIUNII EXCENTRICE ASUPRA COMPORTĂRII CADRELOR PORTAL DE BETON ARMAT IN DOMENIUL PLASTIC

DE

C. AVRAM, O. MIRȘU, C. BOB, R. FRIEDRICH

Lucrarea de față constituie continuarea lucrărilor [1] și [2]. S-a urmărit efectul excentricității variabile a încărcării pe stîlpi și influența procentului de armare asupra capacității portante a cadrelor cum și asupra comportării articulațiilor plastice. Cadrele au păstrat aceleași caracteristici geometrice ca și la încercările precedente [1], [2], modificîndu-se schema de încărcare (fig. 1) și procentele de armare ale stîlpilor (tabelul 1). Materiale folosite : oțel beton OL 38 cu diametrele 8, 10, 12, 14 mm ; $\sigma_c = 2\,700$ kgf/cm²; betonul cu $R_b = 380$ kgf/cm², $R_t = 30{,}2$ kgf/cm², $R_{pr} = 266$ kgf/cm², $R_i = 332$ kgf/cm² și $E_b = 335\,000$ kgf/cm².

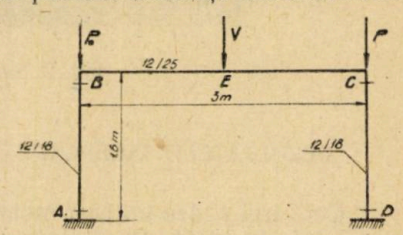


Fig. 1. Schema de încărcare a cadrelor.

Încercarea elementelor s-a făcut pe standul din figura 2 încărcarea făcîndu-se cu trei prese hidraulice. În cursul încercărilor s-au înregistrat apariția și deschiderea fisurilor, săgețile și rotirile, precum și încărcările caracteristice. Apariția și deschiderea fisurilor au fost

Tabelul 1

Momentele plastice și de rupere în secțiunile caracteristice

Cadrul	Secțiunea	b cm	h cm	h_0 cm	$\mu\% = \frac{100Aa}{bh_0}$	$\varepsilon_0 = \frac{e_0}{h}$	M_p kgfm	M_r kgfm
C_1	B	12,2	17,5	15,6	0,53	0,62	805	1 200
	E	12,6	25,3	23,5	0,80	—	1 260	1 450
	C	12,3	18,2	15,8	0,52	1,13	550	695
C_2	B	12,1	18,1	15,8	1,18	0,38	2 450	2 450
	E	12,0	25,0	23,2	0,85	—	1 240	1 440
	C	11,9	18,0	15,9	1,20	0,83	1 270	1 710

Notă : Valorile ε_0 și M_p sînt calculate pentru momentul de apariție a articulației plastice din secțiunea respectivă.

înregistrate şi măsurate cu lupe micrometrice, săgeţile cu fleximetre Amsler şi microcomparatoare, rotirea articulaţiilor plastice cu clinometre, iar deformaţiile specifice ale betonului şi armăturii cu timbre rezistive şi deformetre.

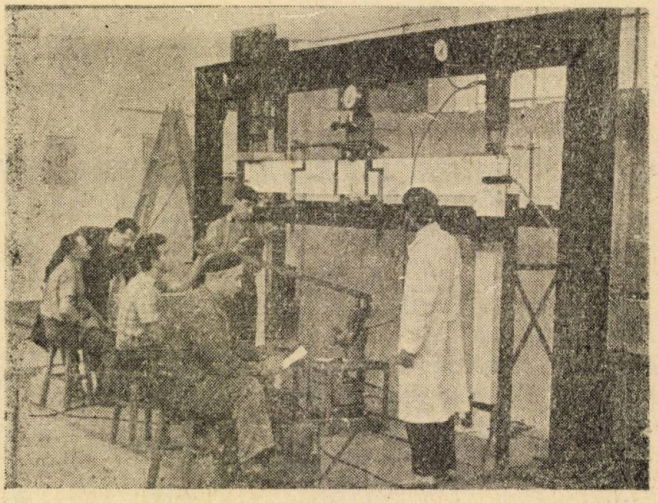


Fig. 2. Standul de încercare a cadrelor.

REZULTATELE ÎNCERCĂRILOR ŞI UNELE CONSIDERAŢII TEORETICE

Cele trei cadre au fost încărcate cu o forţă verticală V la mijlocul riglei şi două forţe axiale P_0 şi P pe stîlpi (fig. 1). Forţele P_0 şi P au crescut proporţional cu forţa V.

La cadrul C_1 s-a luat: $P_0=5V$ şi $P=V$. Prima articulaţie plastică a apărut în secţiunea E, a doua în secţiunea C iar a treia în secţiunea B formîndu-se un mecanism de riglă. În articulaţiile plastice din secţiunile E şi C nu s-a epuizat capacitatea lor de rotire, în schimb în secţiunea B după formarea mecanismului de riglă s-a produs şi distrugerea articulaţiei plastice din această secţiune, cadrul pierzîndu-şi capacitatea portantă.

Pentru cadrul C_2 s-a luat $P_0=5{,}0\,V$ iar $P=1{,}5\,V$. Succesiunea articulaţiilor plastice a fost aceeaşi ca la cadrul C_1.

La cadrul C_3 s-a luat $P_0=9{,}0\,V$; $P=0{,}66\,V$. La acest cadru nu s-a realizat mecanismul de riglă datorită valorii mari a forţei axiale din secţiunea B, care pentru $V=3\,400$ kgf a dus la strivirea betonului în B (fig. 3).

Determinarea caracteristicilor articulaţiilor plastice s-a făcut folosind aceleaşi relaţii ca şi în [1], [2]. La secţiunile supuse la compresiune excentrică, atît momentul de plastificare cît şi cel de rupere depind de excentricitate în mod direct cît şi indirect prin intermediul poziţiei axei neutre. Pentru un anumit procent de armare momentul de plastificare creşte cu scăderea excentricităţii. Această creştere este limitată de excentricitatea critică,

cînd poziția axei neutre la rupere este $x_r = 0{,}55\, h_0$.

Variația momentelor de rupere este aceeași cu a momentelor de plastificare, crescînd cu scăderea excentricității pînă la valoarea ei critică. Pentru excentricități mai mici decît valoarea critică, relația (5) din lucrarea [2] nu mai este aplicabilă deoarece momentul de plastificare și cel de rupere coincid. În acest caz momentele scad cu micșorarea excentricității după relația:

$$M_p = M_r = [0{,}4bh_0^2 R_t + \sigma_c A'_a (h_0 - a')]\frac{e_0}{e}. \quad (1)$$

Fig. 3. Strivirea betonului în secțiunea *B*.

Pentru compararea rezultatelor experimentale cu cele teoretice privind comportarea în ansamblu a cadrelor încercate s-a făcut un calcul biografic după metodele elastice și un calcul în stadiul plastic. Calculul biografic necesar la stabilirea încărcărilor de formare a articulațiilor plastice și a încercării de rupere a structurii necesită cunoașterea prealabilă a momentelor de plastificare. În secțiunile comprimate excentric momentele de plastificare depind de excentricitate, care după formarea articulației plastice din secțiunea *E* devine variabilă, problema fiind static nedeterminată. Ecuația de variație a excentricității are forma:

$$e_0 = \alpha - \frac{\beta}{V} \quad (2)$$

unde α, β — sînt constante ce depind de raportul între încărcările V, P_0, $P \times$ $\times \left(n_0 = \frac{P_0}{V},\ n = \frac{P}{V}\right)$. Cu cît coeficientul n_0 sau n este mai mare cu atît creșterea excentricității este mai lentă. În figura 4 este dată variația excentricității funcție de încărcare. Excentricitățile la formarea articulațiilor plastice (punctele de frîngere din diagrame) au fost stabilite din rezultatele experimentale. Cu excentricitățile astfel determinate s-au putut calcula momentele de plastificare la apariția articulațiilor plastice și trasa diagrama variației momentelor de plastificare cu încărcarea (fig. 5). Cu variațiile cunoscute ale momentelor de plastificare s-a putut efectua calculul biografic, deci calculul încărcărilor caracteristice. Practic s-a procedat în felul următor: în sistemul de coordonate M—V s-au trasat variațiile momentelor de plastificare determinate conform rezultatelor experimentale admițînd între două valori ale momentelor o variație liniară. S-au trasat apoi dreptele ce dau

variaţia momentului încovoietor funcţie de încărcare deduse ca pentru un sistem elastic. La intersecţia dreptei momentului încovoietor din secţiunea E cu dreapta momentului de plastificare din aceeaşi secţiune s-a obţinut încărcarea de formare a primei articulaţii plastice. În continuare dreapta

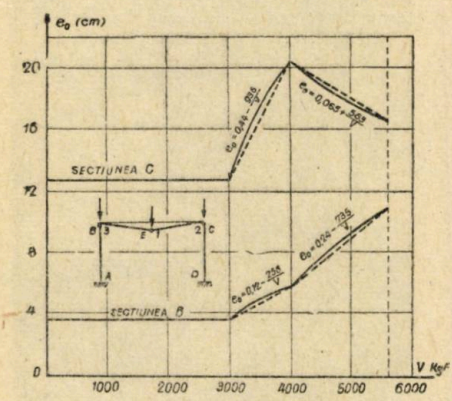


Fig. 4. Variaţia excentricităţii funcţie de încărcare.

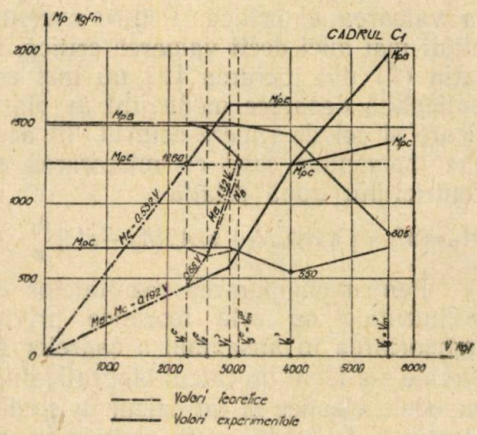


Fig. 5. Diagrama variaţiei momentelor de plastificare cu încărcarea.

care dă variaţia momentului încovoietor în secţiunile B şi C îşi schimbă panta datorită modificării sistemului static. De asemenea după formarea primei articulaţii din secţiunea E şi momentul de plastificare îşi schimbă variaţia datorită modificării excentricităţii. Admiţînd aceeaşi variaţie liniară ca şi a momentului de plastificare dedus din datele experimentale, se poate determina încărcarea de formare a celei de a doua articulaţii plastice (care apare în secţiunea C) la intersecţia celor două drepte care dau variaţia momentului în secţiunea C şi a momentului de plastificare în aceeaşi secţiune. Se procedează analog în continuare pînă cînd se determină încărcarea de transformare în mecanism a cadrului.

După formarea articulaţiilor plastice, momentele de plastificare nu rămîn constante ci variază funcţie de natura solicitării. Astfel pentru secţiunile supuse la încovoiere avînd procente obişnuite de armare, momentul de plastificare creşte pînă la valoarea lui de rupere, secţiunea epuizîndu-şi capacitatea portantă. Diferenţa între momentul de rupere şi cel de plastificare este funcţie de procentul de armare scăzînd cu creşterea acestuia. În calculul cadrelor cu considerarea redistribuţiei eforturilor s-a presupus o comportare ideală a articulaţiei (M_p=constant). Această ipoteză, admisă de majoritatea cercetătorilor din domeniul plastic, este acoperitoare deoarece se consideră redistribuţia completă a eforturilor din secţiunea respectivă neţinîndu-se seama de rezervele pe care secţiunea de beton le mai are.

În cazul secţiunilor supuse la compresiune excentrică cu mare excentricitate, comportarea lor este diferită de cea a secţiunilor încovoiate. Pentru

a studia variația excentricității și a momentului de plastificare în secțiunea C a cadrelor încercate, s-au admis următoarele ipoteze :

— poziția axei neutre după formarea articulației plastice rămîne constantă ; această ipoteză presupune o comportare ideală a articulației plastice ceea ce este mai aproape de realitate decît în cazul unei secțiuni identice supusă la încovoiere ;

— creșterea momentului interior datorită creșterii efortului în armătura comprimată se neglijează ; această ipoteză este plauzabilă deoarece în mod real odată cu creșterea efortului din armătura comprimată scade și brațul de pîrghie datorită modificării poziției axei neutre.

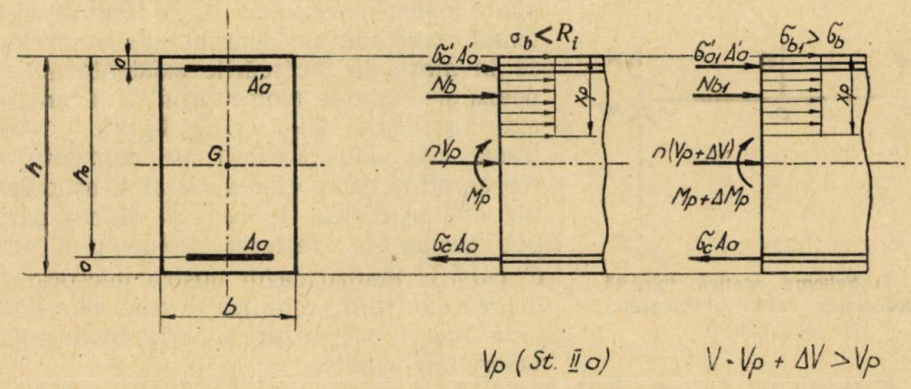


Fig. 6. Distribuția eforturilor interioare în secțiunea C la formarea articulației plastice și la creșterea încărcării.

Calculul creșterii momentului încovoietor în secțiunea C s-a făcut conform figurii 6, prin scrierea ecuației de momente în raport cu centrul de greutate al ariei betonului comprimat :

— la formarea articulației plastice (St. II a) :

$$M_p - nV_p(0{,}5\,h - 0{,}5\,x_p) = \sigma_c A_a (h_0 - 0{,}5\,x_p) + \sigma'_a A'_a (0{,}5\,x_p - a'); \qquad (3)$$

— la o creștere a încărcării cu ΔV :

$$M_p + \Delta M_p - n(V_p + \Delta V)(0{,}5\,h - 0{,}5\,x_p) = \sigma_c A_a (h_0 - 0{,}5\,x_p) + \sigma'_a A'_a (0{,}5\,x_p - a').$$

Cum membrii drepți ai relațiilor (3) și (4) sînt aceiași, conform ipotezelor admise, va rezulta :

$$\Delta M_p - n\Delta V(0{,}5\,h - 0{,}5\,x_p) = 0. \qquad (5)$$

Notînd :

$$\frac{1}{2}(h - x_p) = \rho \quad \text{și} \quad n\rho = \theta,$$

rezultă :

$$\Delta M = \theta \Delta V, \tag{6}$$

$$M = M_p + \theta \Delta V, \tag{7}$$

$$e_0 = \frac{M_p + \theta \Delta V}{nV}. \tag{8}$$

Această creştere a momentului din articulaţia plastică a secţiunii C face ca redistribuţia eforturilor înspre secţiunea B să fie mai mică decît în cazul considerării unei articulaţii ideale în C. Calculul momentului elastic ce apare astfel în secţiunea B s-a făcut pe sistemul static odată nedeterminat considerînd că în afară de încărcările existente acţionează şi creşterea momentului ca încărcare exterioară în C (fig. 7). În figura 5, s-au trasat cele două variaţii ale momentului reprezentînd comportarea ideală a articulaţiei din secţiunea $B(M_B)$ cît şi cea care ţine seama de creşterea momentului din C (M_B^x). Pentru cazul nostru micşorarea momentului din secţiunea B este neînsemnată însă în alte cazuri aceasta poate avea valori importante.

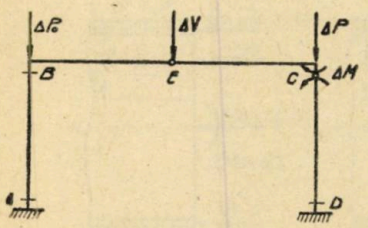


Fig. 7. Schema statică folosită la corectarea valorii momentului în secţiunea B.

Calculul în stadiul plastic efectuat pe mecanismul final s-a putut face numai după determinarea momentelor de plastificare obţinute din calculul biografic, găsindu-se astfel valoarea limită a încărcărilor.

Tabelul 2

Încărcări caracteristice şi coeficienţi de redistribuţie

Cadrul	Încărcări caracteristice teoretice kgf			Încărcări caracteristice experimentale kgf			$\frac{V_m^e}{V_1^e}$	$\frac{V_m'}{V_1'}$	$\frac{V_1'}{V_1^e}$	$\frac{V_m'}{V_m^e}$	$\frac{V_r'}{V_m^e}$
	V_1^e	V_m^e	V_m^p	V_1'	V_m'	V_r'					
C_1	2 350	3 150 (3 200)	3 230 (3 220)	3 000	5 600	5 600	1,34 (1,36)	1,87	1,28	1,78 (1,75)	1,78 (1,75)
C_2	2 400	4 550 (4 600)	4 300	4 400	6 400	6 400	1,89 (1,91)	1,45	1,83	1,41 (1,39)	1,41 (1,39)
C_3	2 350	—	—	—	—	3 400	—	—	—	—	—

Observaţie : Valorile din paranteză sînt calculate cu considerarea creşterii momentului din secţiunea C după formarea articulaţiei plastice din această secţiune.

Rezultatele privind încărcările caracteristice şi capacitatea portantă a cadrelor sînt cuprinse în tabelul 2 unde :

V_1^e — încărcare corespunzătoare formării primei articulaţii plastice dedusă din calculul biografic ;

V_m^e — încărcare de transformare în mecanism a cadrului dedusă din calculul biografic;

V_m^p — încărcare de transformare în mecanism a cadrului dedusă din calculul plastic;

V_1' — încărcare experimentală de formare a primei articulații plastice;

V_m' — încărcare experimentală de transformare în mecanism a cadrului;

V_r' — încărcare experimentală de rupere a structurii.

Între încărcările experimentale și teoretice de formare a primei articulații plastice există diferențe relativ mari. Considerăm că aceste diferențe se datoresc ipotezelor admise în aplicarea teoriei lui Murașev la determinarea momentului de plastificare M_p și simplificărilor aduse în calculul sistemului elastic, pentru care s-au admis rigiditățile $E_b I_b$. Efectuînd calculul biografic cu rigiditatea convențională 0,625 $E_b I_b$ pentru riglă, diferența de mai sus a fost mai mică de 12%. De asemenea sînt diferențe între încărcarea teoretică și experimentală de formare a mecanismului final. Acestea se datoresc, în plus, și considerării unei comportări ideale a articulațiilor plastice. În realitate momentul din articulația plastică nu rămîne constant ci variază cu încărcarea, cum s-a arătat mai sus.

Tabelul 3

Rotiri admisibile și experimentale

Secțiunea	Cadrul	Lungimea articulațiilor plastice cm		Capacitatea de rotație a articulațiilor plastice 10^{-3} rad		Rotiri experimentale totale
		după [3]	după [6]	după [3]	după [6]	
E încovoiere	C_1	31,90	26,50	23,50	38,40	13,22 (5 600 kgf)
	C_2	28,50	17,80	20,00	24,30	11,71 (6 000 kgf)
C compresiune excentrică	C_1	13,50	19,70	18,00	55,30	3,69 (5 200 kgf)
	C_2	13,80	26,40	5,95	19,60	3,11 (6 000 kgf)
B compresiune excentrică	C_1	15,60	36,40	7,80	32,80	3,15 (5 400 kgf)

Observații: 1. Cifrele din paranteză ale rotirilor experimentale arată încărcarea pînă la care s-a măsurat rotirea; 2. Încărcările de colaps ale cadrelor au fost pentru cadrul C_1 V=5 600 kgf, iar pentru cadrul C_2 V=6 400 kgf.

În tabelul 3 sînt date valorile teoretice și experimentale ale rotirilor articulațiilor plastice. Capacitatea de rotire a articulațiilor plastice s-a calculat cu relațiile (7) și (9) din [2]. Se observă că valorile rotirilor experi-

mentale rămîn mai mici decît valorile teoretice. Rotirile experimentale nu s-au măsurat pînă la colapsul structurii (tabelul 3) ; în momentul colapsului ele nu şi-au epuizat capacitatea de rotire. Apropierea cea mai mare între valorile experimentale şi cele teoretice sînt pentru relaţia stabilită de A. L. L. Baker [3].

CONCLUZII

Studiul teoretic şi experimental privind comportarea cadrelor din beton armat dublu încastrate a scos în evidenţă comportarea plastică a acestor structuri.

Calculul biografic, care se conduce în mod simplu la structuri cu articulaţii plastice supuse la încovoiere, necesită simplificări în cazul compresiunii excentrice din cauza modificării valorilor momentelor plastice în urma variaţiei excentricităţii prin apariţia succesivă a articulaţiilor plastice.

BIBLIOGRAFIE

1. Avram C., Mîrşu O., Bob C., Incercări privind comportarea cadrelor portal de beton armat în stadiul plastic, Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului politehnic Timişoara, Tom 8, fasc. 2, 1963, Timişoara.
2. Avram C., Mîrşu O., Bob C., Comportarea cadrelor portal de beton armat în domeniul plastic, Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului politehnic Timişoara, tom 9, fasc. 2, 1964, Timişoara.
3. Baker A. L. L., The ultimate load teory applied to the design of reinforced and prestressed concrete frames, Concrete Series, 1956, London.
4. * * * Ultimate load design of concrete structures. The Institution of Civil Engineers, Proceedings, February 1962, volume 21, England.
5. Murașev V. I., *Trescinoustoicivosti, jestkosti i procinosti jelezobetona*, Masstroiizdat, 1950, Moskva.
6. Petcu V., Articulaţia plastică în calculul plastic al structurilor de beton armat, Studii şi cercetări de mecanică aplicată, nr. 1, 1963, Bucureşti.
7. Ryzynski A., Praca zelbetowego przegubu plastyczanego sciskanego przy duzym mimosrodzie, Archiwum Inzynierii Ladowej, tom X, Z. 2, 1964, Polska.

ВЛИЯНИЕ ЭКСЦЕНТРИЧНОГО СЖАТИЯ НА ПОВЕДЕНИЕ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ ПОРТАЛЬНЫХ РАМ В ПЛАСТИЧЕСКОЙ ОБЛАСТИ

(РЕЗЮМЕ)

Предлагается теоретическое и экспериментальное исследование трех дважды заделанных рам, отмечая влияние эксцентричного сжатия на поведение этих строений в пластической области.

В случае эксцентричного сжатия, для выполнения биографического расчета, необходимы упрощения из за изменения величин пластических моментов вследствии изменения эксцентриситета при последовательном появлении пластических шарниров.

L'INFLUENCE DE LA COMPRESSION EXCENTRIQUE SUR LE COMPORTEMENT DES PORTIQUES EN BÉTON ARMÉ DANS LE DOMAINE PLASTIQUE

(RÉSUMÉ)

On présente l'étude théoretique et expérimentale de trois portiques doublement encastrés et on met en évidence l'influence de la compression excentrique sur le comportement des pareilles structures dans le domaine plastique. Dans ce cas, pour effectuer le calcul biographique il est nécessaire d'admettre certaines simplifications à cause de la modification des valeurs des moments plastiques à la suite de la variation de l'excentricité pendant l'apparition succesive des articulations plastiques.

STABILIREA OMOGENITĂȚII ȘI CALITĂȚII BETONULUI DIN FUNDAȚIA TURBINEI TA-2 DE LA I.R.E. BANAT *)

DE

R. FRIEDRICH, GR. ROTARU

1. SCURT ISTORIC AL FUNCȚIONĂRII TURBINEI

Turboagregatul TA-2 compus dintr-o turbină tip EK 4,5 și un generator Siemens-Schuckert de 7 750/6 500 kVA, 50/42 Hz la 3 000/2 520 rot/min, a fost pus în funcțiune la 21.08.1939. Atît timp cît curentul livrat pentru orașul Timișoara a fost de 42 Hz, agregatul a funcționat la o turație de 2 520 rot/min. În ultimii ani, cînd s-a trecut la generalizarea în toată țara a frecvenței de 50 Hz, turația ansamblului turbină-generator s-a ridicat la 3 000 rot/min. După scurt timp de funcționare la acest regim au apărut vibrații inadmisibile ale ansamblului, care au impus oprirea agregatului.

Căutîndu-se remedierea defecțiunii, în perioada 25.11.1962—17.11.1963 s-au efectuat aproximativ 25 de încercări de ridicare a turației agregatului. De fiecare dată au apărut vibrații cu amplitudini inadmisibile, la turații ce depășeau 2 650—2 750 rot/min. În urma multiplelor încercări s-au observat următoarele :

— dacă se mărește turația numai la turbină, generatorul fiind decuplat, nu apar vibrații ;

— rotorul generatorului a fost echilibrat și încercat pe banc de probă la 3 300 rot/min, fără să apară vibrații inadmisibile ;

— dacă se mărea numai turația generatorului singur sau al ansamblului pe fundația proprie, apăreau vibrații cu amplitudini inadmisibile la frecvențe sub cea de regim.

De aici a apărut necesitatea de a se îndrepta atenția spre fundație.

2. FUNDAȚIA AGREGATULUI

Fundația agregatului propriu zis (turbină-generator) se compune dinr-un bloc masiv de fundație sub nivelul pardoselii subsolului și un sistem din cadre de beton armat compus din 6 stîlpi de dimensiuni de apro-

*) Lucrare prezentată la cea de-a XI-a sesiune de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T., 16—17 mai 1964.

ximativ 1,00×1,00 m, respectiv 1,50×0,60 m, legați la partea superioară cu grinzi. Fundația agregatului este separată de restul clădirii. Ansamblul fundației mai are doi stîlpi de dimensiuni mai mici care nu concură la preluarea greutății agregatului. Acești doi stîlpi nu au constituit obiectul cercetărilor efectuate. Nivelul apei subterane, după informațiile de la fața locului, este foarte apropiat de nivelul pardoselii subsolului.

Schița fundației se vede în fig. 1.

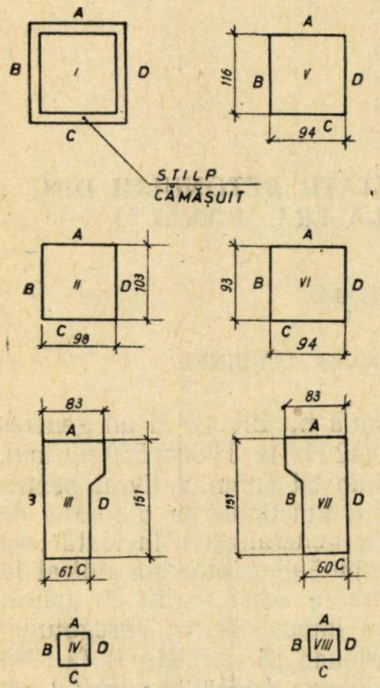


Fig. 1. Schema stîlpilor fundației turbinei TA-2.

3. APARATAJUL FOLOSIT

Măsurătorile s-au efectuat cu Betonoscopul cu ultrasunete tip BI-8 de fabricație poloneză, de care dispune catedra de Beton armat și clădiri. Pentru asigurarea tensiunii de lucru pentru betonoscop, s-a folosit un autotransformator ridicător de tensiune. Tensiunea a fost controlată în permanență cu un voltmetru.

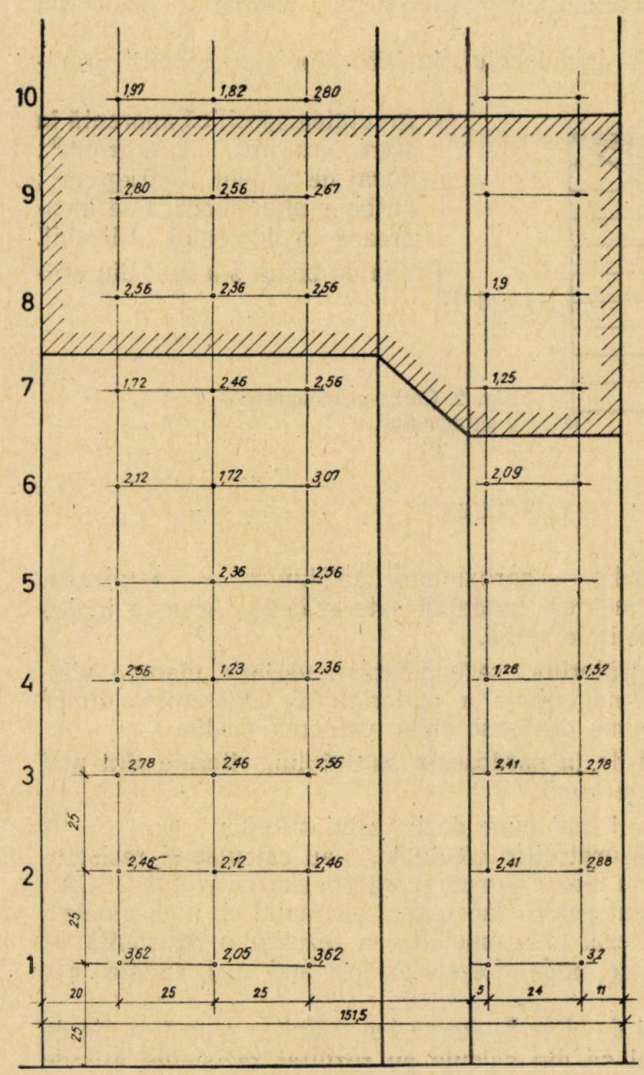
4. METODA DE EFECTUARE A INCERCĂRILOR

Principiul metodei de cercetare folosit se bazează pe determinarea vitezei de propagare a unui tren de impulsuri de unde ultrasonore prin materialul studiat. Aparatura folosită permite măsurarea în mod direct a timpului în care impulsul de unde ultrasonore traversează materialul. Grosimea elemtentului se poate măsura, deci viteza se poate calcula simplu.

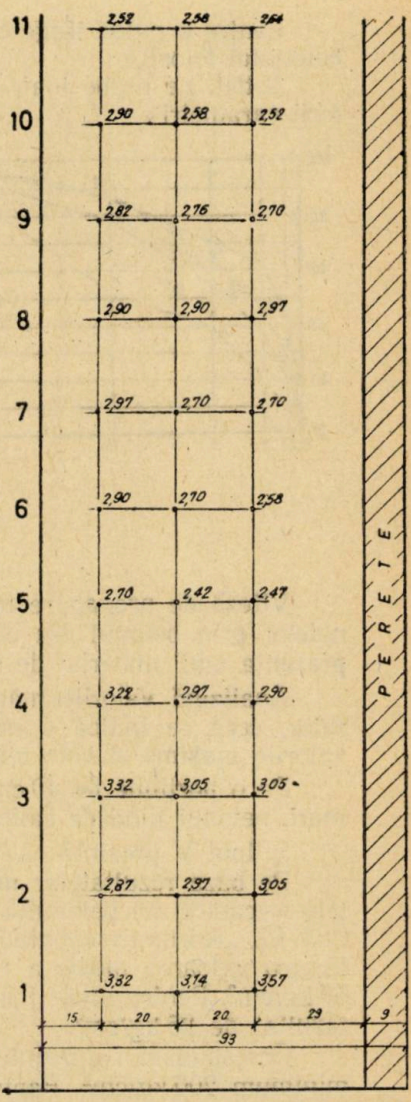
Măsurătorile s-au efectuat în puncte dispuse într-o rețea ortogonală cu ochiuri de dimensiunea de 25×25 cm. Numărul mare de puncte în care s-au efectuat măsurătorile a permis ca studiul să fie cît mai concludent. Punctele în care s-au efectuat măsurătorile au fost astfel alese, încît măsurătorile să nu fie denaturate de prezența armăturilor din oțel beton.

Valorile măsurătorilor, pentru cîteva elemente, sînt prezentate în anexele 1 și 2, unde se indică direct vitezele de propagare a ultrasunetelor în km/s.

Efectuarea măsurătorilor a fost îngreunată de spațiul îngust dintre instalații, unele puncte fiind inaccesibile.



Anexa 1. Valorile vitezei ultrasunetelor determinate pentru stîlpul V fața C.

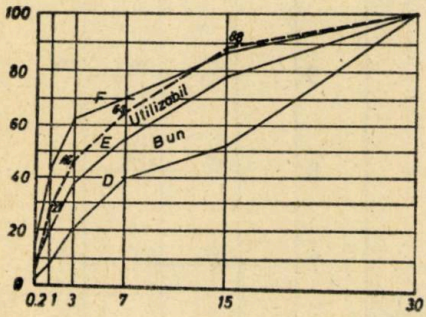


Anexa 2. Valorile vitezei ultrasunetelor determinate pentru stîlpul III fața D.

5. CARACTERISTICI FIZICE ALE BETONULUI

Pentru a putea trage concluzii cît mai exacte, s-a studiat și compoziția betonului folosit.

Astfel, pe probe luate la fața locului, în laborator s-au stabilit următorii parametri :



— greutatea specifică aparentă în stare naturală . 2,32 gr/cm³ ;
— dozaj de ciment . 300 kg/cm³ ;
— curba granulometrică se încadrează în domeniul utilizabil.

Proba de beton s-a luat din stîlpul II.

Fig. 2. Curba granulometrică a agregatului.

6. CONCLUZII

Viteza de propagare medie — aproximativ 2,57 km/sec. — a ultrasunetelor prin betonul din elementele fundației este scăzută. Aceasta indică prezența unui material de calitate slabă.

Analizînd valorile măsurătorilor, se constată o variație mare a vitezelor, ceea ce indică o neomogenitate a materialului. Diferențele dintre valorile maxime și cele minime depășesc chiar valoarea medie.

Pe o porțiune de 40 cm de la pardoseala subsolului, vitezele sînt mai mari, betonul fiind de calitate bună.

Stîlpul V prezintă calități mai bune decît restul stîlpilor.

Pe baza rezultatelor măsurătorilor efectuate, s-au calculat și rezistențele mecanice ale betonului în cîteva puncte, conform normativului CSCAS C.26-62, „Normativ condiționat pentru încercarea betonului cu ultrasunete". Pentru valoarea medie a vitezei ultrasunetelor, a rezultat o rezistență de 50 kg/cm². Pentru unele puncte, unde vitezele au fost mai mici, rezistența a rezultat de 25 kg/cm².

Corespunzător dozajului de ciment, marca betonului ar trebui să fie de minimum 200 kg/cm². Faptul că din calcule au rezultat rezistențe atît de mici se poate explica numai prin aceea că betonul este microfisurat, iar ultrasunetele au de parcurs un drum mai lung, ocolind fisurile.

In ultima perioadă, turboagregatul a funcționat în repetate rînduri cu turații ce au coincis cu frecvența de rezonanță a unor părți din funcație. Datorită acestui fapt, amplitudinile au crescut atingînd valori mari, de 0,3—0,6 mm. Aceste solicitări dinamice puternice au produs în beton eforturi interiorare suplimentare. Din cauza fenomenului de oboseală a mate-

rialului supus la sarcini repetate, rezistențele betonului au scăzut, iar eforturile unitare sporite au produs microfisurarea în structura betonului. Apariția fisurilor de dimensiuni foarte mici în piatra de ciment, sau la suprafața de separație dintre piatra de ciment și agregate, are ca urmare micșorarea rezistenței și a modului de elasticitate ale betonului. Astfel se micșorează și rigiditatea fundației.

Numai apariția microfisurilor explică variația mare a omogenității betonului, în puncte atît de apropiate (25 cm). Astfel de variații ale omogenității nu puteau să apară de la prepararea betonului, și nici de la turnarea lui, avînd în vedere dimensiunile mari ale secțiunilor transversale și distanța mare dintre armături.

În concluzie betonul din fundația turboagregatului TA-2 este microfisurat datorită funcționării într-un regim de vibrații, cînd unele elemente au intrat în rezonanță. Din această cauză betonul din fundație nu mai este omogen, iar rigiditatea ansamblului a scăzut, fiind necesară consolidarea fundației.

BIBLIOGRAFIE

Buletin CSCAS nr. 1 — 1963 C. 26—62 „Normativ condiționat pentru încercarea betonului cu ultrasunete".

УСТАНОВЛЕНИЕ ОДНОРОДНОСТИ И КАЧЕСТВА БЕТОНА ПРИМЕНЕННОГО ДЛЯ ФУНДАМЕНТА ТУРБИНЫ ТА-2 УСТАНОВЛЕННОЙ НА I. R. E. БАНАТ

(РЕЗЮМЕ)

Работа содержит результаты измерений ультразвуковым методом с целью установления однородности и качества бетона для фундамента турбины.

Фундамент работал в резонансном режиме, что привело к микротрещином в строении бетона.

L'ÉTABLISSEMENT DE L'HOMOGÉNÉITÉ ET DE LA QUALITÉ DU BÉTON DE LA FONDATION DE LA TURBINE TA-2 A I.R.E. BANAT

(RÉSUMÉ)

L'article donne les résultats de mesures ultrasonniques effectuées pour l'établissement de l'homogénéité et de la qualité du béton de la fondation d'une turbine.

La fondation a fonctionné en régime de résonance, ce qui a provoqué la microfissuration du béton.

CARACTERISTICILE HIDRAULICE ALE UNEI ECLUZE NAVIGABILE CU CĂDERE REVERSIBILĂ DESTINATĂ INCINTELOR STUFICOLE DIN DELTA DUNĂRII

DE

M. LATEŞ

C.S.A. — Institutul de studii şi cercetări hidrotehnice Bucureşti

1. ASPECTELE GENERALE ALE PROBLEMEI

Transportul pe apă al stufului recoltat din incintele îndiguite ale deltei, pînă la punctele de prelucrare industrială a materiei prime, este prevăzut a se face în principal cu *ceamuri mijlocii* de 200 t (L_{max}=37,69 m; T_{max}=1,20 m; B_{max}=8,74 m ; D_{gol}=64,5 ; D_{plin}=264,5 t), care constituie *nava de calcul* a ecluzelor [1]) navigabile aferente incintelor stuficole.

Amplasate în puncte de intrare-ieşire ale incintelor, aceste ecluze trebuie să asigure, după nevoie (alternativ), trei funcţiuni :

— satisfacerea traficului flotei stuficole ;

— umplerea incintelor (prin funcţionarea ca stăvilar);

— alimentarea hidraulică a camerelor de aspiraţie ale staţiei de pompare de pe unul dintre bajoaerele sasului.

Staţia de pompare poate servi atît la umplerea cît şi la evacuarea incintei, prin intermediul sasului ecluzei.

Pe lîngă particularităţile funcţionale enumerate, ecluzele destinate trecerii flotei stuficole trebuie să funcţioneze cu cădere reversibilă, după jocul nivelelor dintre Dunăre şi incintă, unde reglajul cotei apei este impus de schema exploatării.

Din analiza regimului nivelelor pe fluviu şi a schemelor de exploatare necesare, rezultă că în *sensul principal* de umplere-golire a sasului, dinspre Dunăre către incintă, căderea maximă este de cca. 4,50 m, iar în *sensul secundar* dinspre incintă către Dunăre, de cca 1,50 m. În aceste condiţiuni, avînd nevoie de o lăţime totală a sasului de 11,60 m şi de o suprafaţă a oglinzii apei în sas de cca 630 m^2, sistemul reversibil de alimentare cel mai convenabil al ecluzei, care să asigure o umplere rapidă a sasului şi să evite la capete porţi duble, a fost cel concentrat pe sub porţi plane ridicătoare. Pentru cazul studiat, elementele principale ale sasului şi sistemului de alimentare sînt prezentate în figura 1.

---

[1]) Proiect I.P.C.F.S. — Bucureşti.

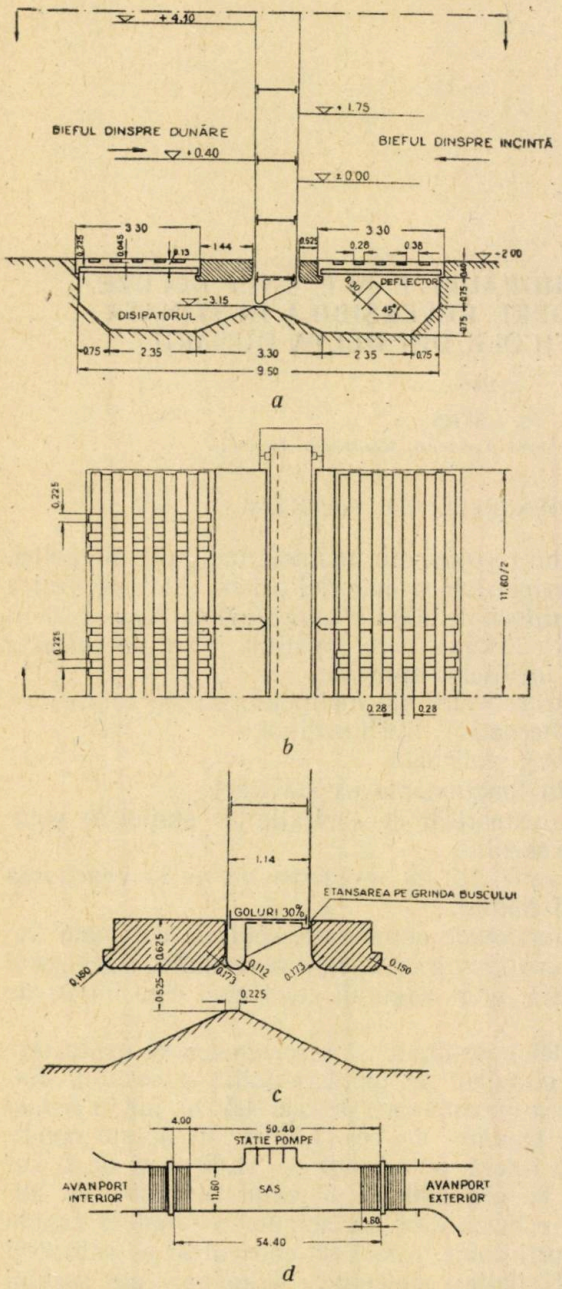


Fig. 1. Caracteristicile sistemului de alimentare: *a* — secțiune în lung prin capul ecluzei (poartă și disipator); *b* — vedere în plan a capului ecluzei (poartă și disipator); *c* — detaliul părții inferioare a porții; *d* — dimensiunile principale de gabarit ale ecluzei.

2. CARACTERISTICILE HIDRAULICE ALE SISTEMULUI DE UMPLERE-GOLIRE

În cele ce urmează sînt prezentate aspectele hidraulice principale ale comportării ecluzei la umplerea și golirea sasului, în prezența navei de calcul.

Verificarea experimentală concomitentă pe un model de ansamblu și pe unul plan vitrat al porții și disipatorului, ambele la scara 1 : 15 (Froude), a permis să se precizeze atît condițiile de agitație din sas la ecluzări, cît și regimul pulsațiilor de presiuni pe partea inferioară a porții (care pot amorsa vibrații ale acesteia în timpul exploatării) și cinematica disipării energiei.

După cum reise din literatura de specialitate, modelarea după Froude automodelează după această lege atît pulsațiile de presiune, cît și pe cele ale sarcinii hidrodinamice asupra stavilelor plane în sisteme scurte sub presiune sau cu nivel liber, dacă sînt respectate următoarele condiții:

— numărul $Re = \frac{v \cdot R}{\nu} \geqslant$ $\geqslant 2\,800$ (scris cu viteza medie v în secțiunea de scurgere necontractată a curentului de după vîrtejul din avalul stavilei, cu raza hidraulică R a acestei secțiuni și cu $\nu \approx$ $\approx 0{,}01$ cm²/s);

— numărul $Sh=\frac{h_p}{T\cdot v_p}\geqslant 0{,}4$ (scris cu viteze v_p în secțiunea de sub marginea porții, cu înălțimea h_p de ridicare a porții și cu perioada pulsațiilor caracteristice T).

Realizarea în paralel, pe cele două modele amintite, a ambelor condiții, a permis să se tragă asupra pulsațiilor de presiune atît concluzii calitative cît și cantitative, în limitele de precizie ale sistemelor de măsură (eroare relativă de cca $\pm 5 \ldots \pm 15\%$).

Forța limită admisibilă de întindere a parîmelor de amarare ale navei de calcul, în ipoteza fixării navei lîngă bajoaera prin parîme sub un unghi mediu de 30° în plan orizontal, între axul navei și parîmă, a rezultat de cca 1,43 tone (1 : 186 din deplasamentul ceamului plin).

3. REZULTATE

Calculele teoretice preliminare, bazate pe indicii energetici ai disipării energiei afluente în sas [1]) au arătat că alimentarea pe sub poarta plană ridicătoare, fără bazin disipator în radier, este necorespunzătoare, lungind spațiul mort în sas totodată timpul de ecluzare, spre a respecta forța limită admisibilă de întindere a parîmelor.

Alimentarea prin galerii scurte de ocolire în bajoaerele capetelor ecluzei, combinată cu poarta plană ridicătoare nu folosea deplin posibilitățile hidraulice ale acesteia din urmă.

Sistemul de alimentare pe sub poarta prevăzută cu bazine-disipator (fig. 1) s-a dovedit convenabil hidraulic. La viteze de ridicare de 0,20—0,25 m/min (rezultată drept convenabilă din calcule preliminare) pe cursa de admisie a debitului în sas, întinderile în parîme — determinate experimental — au fost mult sub limita maximă admisibilă, iar timpii de umplere au variat între 3—6 minute, la $H=1{,}5 \ldots 4{,}10$ m (coeficientul de debit mediu $\mu \approx 0{,}90$).

În porturile de așteptare undele de tranzlație nu au stînjenit staționarea navelor amarate.

În ceea ce privește regimul pulsațiilor de presiune pe partea inferioară a porții, experiențele pe modele au pus în evidență influența substanțială favorabilă a doi factori:

— reducerea vitezei de ridicare a porții plane, în limitele cursei de admisie, de la 0,5 m/min la 0,20—0,25 m/min.;

— perforarea tolei la partea inferioară orizontală a porții [2]), pe cca 30% din suprafață, combinată cu existența unor tole suficient de înalte

[1]) Lateș M., Georgescu P.: Predimensionarea disipatoarelor de energie la ecluzele navigabile cu umplere concentrată la capătul amonte. În: Hidrotehnica, nr. 4/1960 — București.

[2]) Indeie constructivă analizată hidraulic pe model și la noi în țară, în urmă cu mulți ani, pentru o poartă plană ridicătoare-coborîtoare, în legătură cu evitarea fenomenului de subpresiune negativă.

pe laturile dinspre avanport și sas ale porților, încît spațiul gol din gabaritul porții să lucreze hidraulic la fel ca un piezometru mare ;

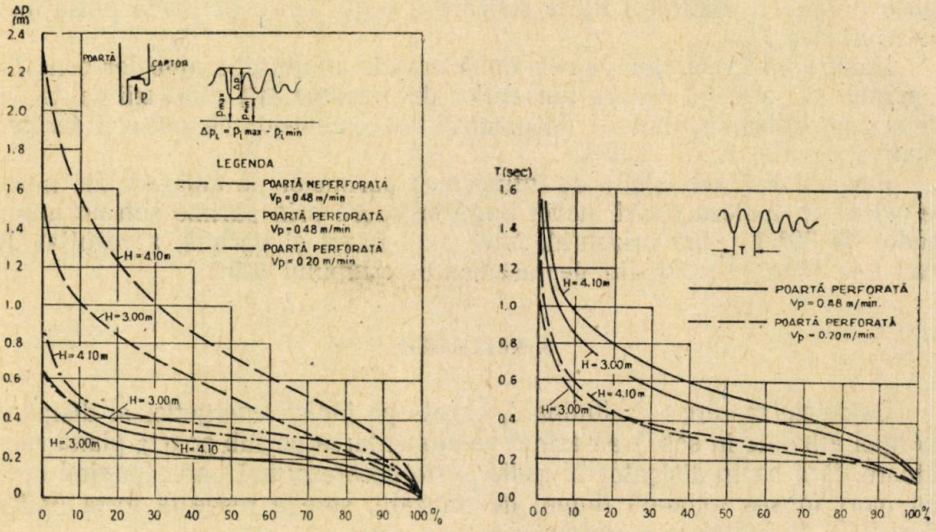


Fig. 2. Caracteristicile pulsațiilor de presiune :
a — curbele de frecvență procentuală ale valorii absolute Δ_p (pulsația de presiune) ; *b* — curbele de frecvență procentuală ale valorii absolute a perioadei T (sec.).

Diagramele de variație din figura 2 ale mărimii perioadei pulsațiilor de presiune, înregistrate oscilografic și prelucrate statistic, pun în evidență efectul favorabil de reducere a pulsațiilor presiunii și a riscului de amorsare a vibrațiilor porții.

4. CONCLUZII

Calculele și experiențele hidraulice pe modele au scos în evidență următoarele concluzii :

— sistemul 1 preconizat reversibil, de umplere-golire a sasului prin capetele ecluzei dotate cu porți plane ridicătoare, oferă hidraulic avantaje atît în ceeace privește parametrii hidraulici ai ecluzării, cît și sub raportul simplității de manevrare a folosirii porților ca stavile plane ;

— perforarea pe cca 30% a tolei porții la partea ei inferioară și utilizarea în consecință a porții ca volum piezometric elimină, odată cu subpresiunile negative variabile, și unele dintre riscurile amorsării vibrațiilor porții plane, prin stingerea sensibilă a pulsațiilor de presiune în zona de formare a vîrtejurilor cu ax orizontal, imediat după grinda de etanșare inferioară a porții ;

— sistemul de alimentare reversibil poate fi utilizat cu bune rezultate pentru căderi pînă la 5,00 m, și chiar dincolo de această valoare, o indicație în această privință oferă și indicii energetici ai disipării. Astfel, limita

superioară de utilizare a sistemului pare a corespunde unor puteri specifice maxime efluente de ordinul a 30 kW/m² în secțiunea udată verticală a sasului imediat după disipator, sau unei puteri specifice maxime afluente de 3,3 kW/m³, raportată la volumul bazinului disipator din sas, cumulat cu cel al prismului de lichid de deasupra bazinului respectiv în momentul pătrunderii în sas a debitului maxim ;

— eficiența sistemului disipator este legată de funcționarea ca deflectori a barelor dispuse normal pe axa sasului. Înlocuirea lor cu un grătar obișnuit reduce din efectul disipator.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СУДОХОДНОГО ШЛЮЗА С ОБРАТИМЫМ ПАДЕНИЕМ, ПРЕДНАЗНАЧЕННОГО ДЛЯ КАМЫШЕВЫХ ОГРАЖДЕНИЙ В ДЕЛЬТЕ ДУНАЯ

(РЕЗЮМЕ)

В связи с перевозкой водным путем камыша собираемого в окруженных дамбами камышевых заграждениях, созданных в дельте Дуная, был изучен один из типов судоходного шлюза с обратным падением и концентрированным питанием.

В работе даются конструктивные, рабочие и гидравлические особенности этого типа шлюзов, а также его характеристики (гидродинамический режим пульсаций давления перед затворами, условия рассеяния энергии) и область использования.

HYDRAULISCHE CHARAKTERISTIKEN EINER SCHIFFBAREN SCHLEUSE MIT UMKEHRBARE GEFÄLLE ANGEWENDET BEI DEN SCHILFROHR FLÄCHEN DES DONAUDELTAS

(ZUSAMMENFASSUNG)

In Zusammenhang mit dem Transport auf Wasserwegen des geernteten Rohres der eingedammten Schilfflächen im Donaudelta, wurde ein neuer Typ schiffbarer Schleuse mit umkehrbarem Gefälle studiert, mit einer konzentrierten Bewässerung.

In der Arbeit werden Eigenschaften dieses Schleusentyps dargestellt wie : bau-funktionälle und hydraulische, in dem man ihre Charakteristiken zeigt (das Pulsationsregim der hydrodynamischen Drücke auf Seite des Wehres, Konditionen des Energieverbrauches) so wie die Ausdehnung der Verwendung.

INFIGEREA PRIN VIBRARE A TUBURILOR METALICE ÎN PĂMÎNTURI NISIPOASE

DE

M. PĂUNESCU

1. OBIECTUL CERCETĂRILOR

În continuarea cercetărilor [3] s-au făcut încercări experimentale de înfigere a tuburilor metalice într-un nisip mijlociu saturat cu apă de caracteristici : greutatea specifică aparentă 1,95 gf/cm^3, unghiul de frecare interioară 30°, compoziția granulometrică fiind formată din 6% pietriș, 91% nisip și 3% praf, ceea ce reprezintă o mare uniformitate.

Cercetările s-au făcut folosind vibratorul VE3 [2], cu prinderea rigidă de țeava metalică abordînd aceeași metodică în experimentări ca în lucrarea [3].

S-au înfipt tuburi metalice cu diametre diferite și lungimea de 3,60 m, făcîndu-se circa 200 înfigeri, unele dintre aceste rezultate ca și concluziile obținute fiind prezentate în lucrarea de față.

2. REZULTATE EXPERIMENTALE ȘI INTERPRETĂRI

Urmărindu-se punerea în evidență a adîncimii maxime de înfigere a tuburilor metalice cu diametrul de 100 mm în funcție de raportul dintre accelerația vibrațiilor ($A\omega^2$) și accelerația gravitațională (g) adică de raportul $\eta=\frac{A\omega^2}{g}$, în figura 1 se prezintă cîteva rezultate experimentale.

Din interpretarea diagramelor construite rezultă că există o anumită valoare minimă η_0 pentru care practic elementul nu se înfige. Astfel în cazurile de față această valoare poate fi apreciată la $\eta_0\approx 2$. Tot din figura 1 pe intervalul $\eta\approx 2$ pînă la $\eta\approx 10$ se poate aprecia că adîncimea de înfigere maximă, crește liniar cu factorul η. După ce factorul η depășește valorile 9—10, se constată că adîncimea de înfigere maximă se menține aproape aceeași ca și pentru $\eta=10$. Aceasta duce la concluzia că adîncimea maximă de înfigere crește practic liniar cu factorul η cuprins între 2 și 10, nejustificîndu-se sporirea acestuia peste valoarea 10, care duce și la consum mai mare de energie electrică pentru antrenarea motorului vibratorului [2].

Folosind rezultatele obținute se stabilește relația (deocamdată cu caracter informativ) de exprimare a adîncimii maxime de înfigere :

$$h_{max} = i(\eta - \eta_0) \qquad (1)$$

unde i reprezintă tangenta trigonometrică a unghiului făcut de segmentul ce reprezintă dependența adîncimii maxime de înfigere cu factorul η. Această valoare (i) depinde de momentul static al excentricilor și presiunea pe secțiunea transversală a elementului de înfipt urmînd ca precizarea ei cantitativă să facă obiectul unor cercetări ulterioare.

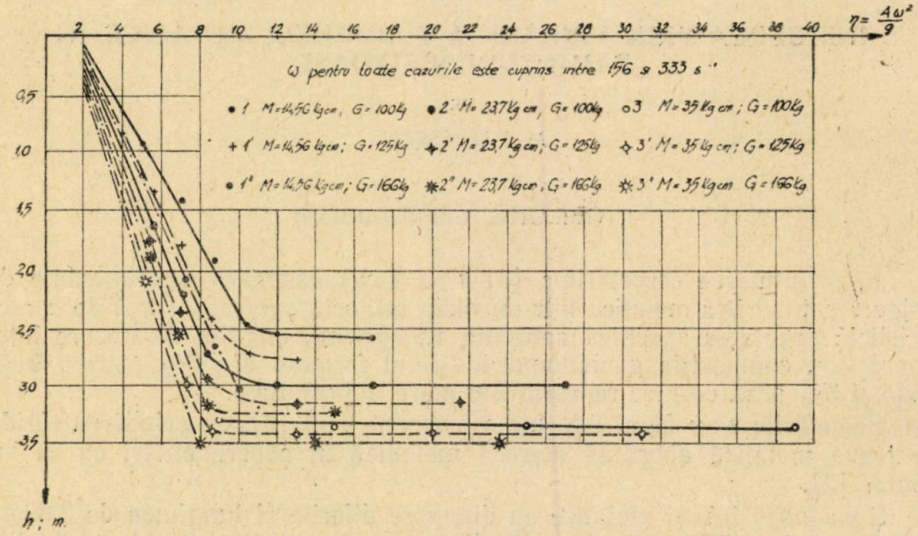


Fig. 1. Dependența adîncimii maxime de înfigere de raportul dintre accelerația vibrațiilor și accelerația gravitațională.

Pe baza datelor de mai sus, rezultă că, pentru înfigerea eficientă a tuburilor metalice prin vibrare se indică a se lucra cu $2 < \eta < 10$.

În figura 2 se prezintă rezultatele înfigerii tubului metalic cu diametrul de 100 mm la un factor $\eta = 6$, în funcție de creșterea concomitentă a lui P_0 (amplitudinea maximă a forței perturbatoare dată de masele excentrice în rotație) și a greutății ansamblului element vibrator (presiunii pe secțiunea transversală a țevii).

Curba *1* se referă la adîncimea maximă de înfigere obținută iar curba *2* la viteza medie de înfigere pe primul metru (viteza inițială). Din rezultatele obținute se observă creșterile liniare ale acestora cu factorii amintiți, ceea ce duce la concluzia că pentru realizarea unor adîncimi oricît de mari, sînt necesare creșteri concomitente ale mărimilor P_0 și G, dar în condițiile unui η cuprins între limitele indicate mai sus.

Referitor la viteza cu care elementul înaintează în pămînt cu excepția unor straturi uscate la suprafață, se constată că viteza elementului este mult mai mare la suprafață scăzînd cu adîncimea de înfigere. În figura 3 sînt prezentate rezultatele unor măsurători făcute în acest sens.

Din examinarea diagramelor din figura 3, rezultă că la înfigerea ţevii metalice cu ϕ 100 mm la oricare din nivelele la care ne-am referi, cu cît momentul excentricilor este mai mare cu atît viteza este mai mare. Dacă se examinează cele trei curbe se mai constată o scădere aproape de acelaşi ordin de mărime a vitezei pe măsura înaintării elementului în pămînt. Se mai observă din aceeaşi figură că în timp ce la adîncimea de 2,5 m cu momentul excentricilor de 14,56 kgcm (curba *1*) viteza este aproape nulă, la aceeaşi adîncime viteza obţinută la un moment al excentricilor $M=35$ kgcm

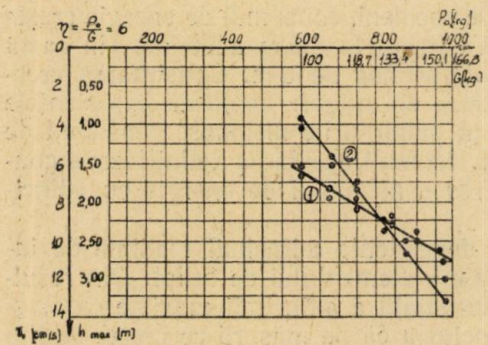


Fig. 2. Dependenţa adîncimii maxime şi a vitezei de înfigere, creşterea concomitentă a lui P_0 şi G pentru $\eta=6$:
1 — h_{max}; *2* — viteza iniţială de înfigere.

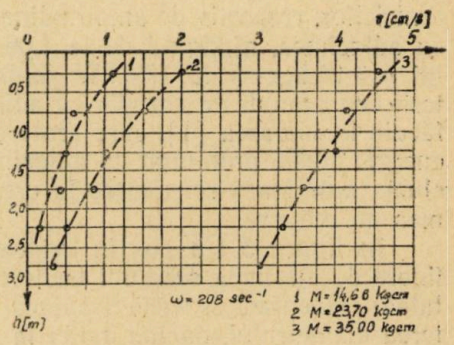


Fig. 3. Dependenţa vitezei de înfigere în funcţie de adîncimea de înfigere.

(curba *3*), deşi a scăzut, este încă de 3 cm/sec, ceea ce înseamnă că înfigerea continuă.

Bazaţi pe observaţiile din figura prezentată, se poate trage concluzia că pentru cazurile cînd pămîntul se menţine relativ omogen în adîncime, adîncimea maximă de înfigere pînă la care se înfige elementul respectiv, depinde direct de viteza iniţială de înfigere, înţelegînd prin aceasta viteza de înaintare pe porţiunea de la 0,0—0,5 m. Aşa cum se arată şi în lucrările [1], [3], între adîncimea maximă de înfigere şi viteza iniţială a înfigerii se poate scrie relaţia:

$$h_{max} = \alpha \sqrt{v_0}$$

unde:

v_0 — viteza iniţială de înaintare în cm/sec,
α — coeficient ce s-a determinat experimental şi care după datele din lucrările menţionate are valori între 150 şi 180 $cm^{1/2}/sec^{1/2}$ (în cazul piloţilor din lemn).

Referitor la cercetările de faţă se observă că valorile lui α vor fi mai mici în cazul elementelor mai subţiri, respectiv mai mari în cazul elementelor mai groase.

Astfel din figura 3 (curba *1*) se poate observa că înlocuind valorile $v_0 \approx 1{,}5$ cm/sec şi adîncimea h_{max} ca fiind ≈ 230 cm, rezultă $\alpha = 188$ ceea ce confirmă cercetările făcute în acest sens şi pentru tuburile metalice.

Rezultă, că dacă se cunoaşte viteza iniţială de înfigere (pe porţiunea 0,0—0,5 m) se poate aprecia adîncimea maximă pînă la care se va înfige elementul, în condiţiile menţinerii omogenităţii pămîntului în adîncime. Este evident, că apariţia unor straturi cu caracteristici geotehnice esenţial diferite de primul strat vor influenţa într-un sens sau altul adîncimea maximă de înfigere, faţă de rezultatul obţinut prin aplicarea relaţiei menţionate.

Din examinarea datelor prezentate în figura 4 se constată că consumul de energie la un nivel oarecare, creşte în funcţie de momentul excentricilor, respectiv de amplitudine. De asemeni, consumul de energie creşte cu adîncimea, ajungînd de la 1,06 kW cît era la 0,5 m adîncime (în cazul lui $M=35$ kgcm) la 1,56 kW pentru adîncimea de 3 m. Constatarea creşterii consumului de energie cu adîncimea de înfigere confirmă experienţele făcute în lucrarea [1], care arată că în pămînturile nisipoase consumul de energie creşte pronunţat cu adîncimea. În felul acesta se definitivează concluzia anterioară referitoare la creşterea consumului de energie cu adîncimea de înfigere.

În figura 5 s-a pus în evidenţă dependenţa adîncimii maxime de înfigere de mărimea secţiunii transversale a elementului de înfipt. Din rezultatele prezentate se vede scăderea pronunţată a adîncimii maxime cu creşterea diametrului, ducînd astfel la concluzia că pe măsură ce creşte secţiunea transversală a elementului se impune şi o creştere a greutăţii ansamblului element vibrator.

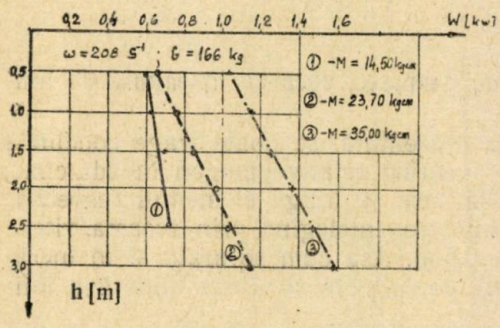


Fig. 4. Dependenţa consumului de energie de adîncimea de înfigere.

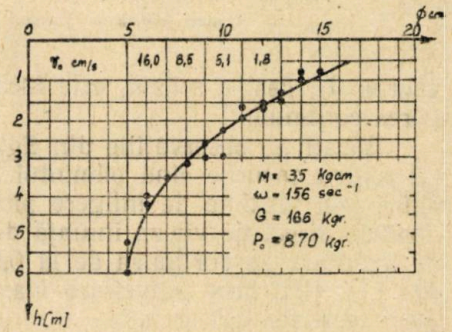


Fig. 5. Dependenţa adîncimii maxime de înfigere de diametrul elementului înfipt.

3. CONCLUZII

a) Din măsurătorile făcute asupra adîncimii maxime şi vitezei de înfigere, se constată că acestea cresc liniar cu factorul $\eta = \frac{A\omega^2}{g}$, pînă ce acesta ajunge la valoarea maximă 10, peste care creşterile adîncimii şi vitezei de înfigere devin practic neglijabile.

b) Creşterea greutăţii ansamblului element-vibrator, duce la o creştere a adîncimii şi vitezei de înfigere, dacă această creştere duce la menţinerea unui η în limitele menţionate.

c) Existența unui η_{optim} duce la concluzia că pentru introducerea elementelor în pămînt prin vibrare, la adîncimi cît mai mari este necesară o creștere concomitentă a forței oscilatoare cu greutatea ansamblului element-vibrator, astfel ca să obținem valori cît mai apropiate de mărimea lui η_{optim}.

d) Experiențele au arătat, că viteza și adîncimea de înfigere a tuburilor metalice, depind în mod esențial de dimensiunea transversală a acestora, scăzînd cu creșterea ei.

e) Pe baza încercărilor făcute se confirmă observația că între adîncimea maximă de înfigere și viteza inițială (primii 0,5 m) există o strînsă interdependență punîndu-se astfel în evidență valabilitatea relației existente [1] și [3] pentru piloții de lemn și la tuburile metalice.

f) Consumul de energie necesar în procesul de înfigere prin vibrare, în cazul pămînturilor nisipoase, crește cu adîncimea de înfigere.

BIBLIOGRAFIE

1. Preobrajenskaia A., Experimentalnîe datîe o pogrujenii i izvlecenii şpunta i svai vibrovaniem v pescianîh gruntov. Dinamika Gruntov sbornik no. 32/1958.
2. Păunescu Marin, Înfigerea piloților și palplanșelor prin vibrare; cercetări asupra rezistenței de frecare dintre element și teren. Hidrotehnica nr. 5/1962.
3. Păunescu Marin, Înfigerea piloților și palpanșelor prin vibrare; cercetări asupra adîncimii și vitezei de înfigere. Buletinul științific și tehnic al Institutului Politehnic Timișoara Tom 8 (22) Fasc. 2/1963.

ВИБРОПОГРУЖЕНИЕ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ТРУБ В ПЕСЧАННЫЕ ГРУНТЫ

(РЕЗЮМЕ)

В работе приводятся результаты испытаний на вибропогружение металлических труб в песчанные грунты.

Определялись факторы влияющие на скорость и глубину погружения, соотношение для определения глубины погружения в зависимости от начальной скорости.

Также определялся оптимальный расход энергии при вибропогружении.

DAS EINTREIBEN VON METALLROHREN DURCH VIBRIEREN IN SANDIGE BÖDEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Vorliegende Arbeit zeigt die Ergebnisse der Versuche für einbringen von Metallrohren durch vibrieren in Sandböden. Hierbei wurden diejenigen Grössen im Augenschein gehalten die einen besonderen Einfluss auf die Eindringungsgeschwindigkeit wie auch auf die Eindringungstiefe haben, weiter wurden noch der rechnerische Ausdruck für die Eindringungstiefe in Funktion der Anfangsgeschwindigkeit so wie die optimale Eindringungsenergie durch Vibration festgesetzt.

DETERMINAREA SUPRAFEȚELOR DE INFLUENȚĂ LA CUPOLELE CU NERVURI ȘI INELE *

DE

D. MATEESCU, I. FLEȘERIU, E. FLEȘERIU, ELENA SCHUCH, M. IVAN, L. GĂDEANU, C. STOIAN

1. CONSIDERAȚII GENERALE

În cazul cupolelor cu nervuri și inele, care formează sisteme statice spațiale, calculul static fiind foarte laborios, folosirea suprafețelor de influență — analoage liniilor de influență de la sistemele statice plane — reprezintă importante avantaje mai ales în cazul cînd în calcule se fac mai multe ipoteze de încărcare.

Ca și în cazul liniilor de influență, suprafața de influență (S^h_{ni}) reprezintă variația efortului (S^h) din secțiunea „h" atunci cînd încărcarea $P_{ni}=1$ se deplasează în diferite puncte de încărcare (n, i)[1] ale sistemului static spațial.

În cele ce urmează se arată modul în care se pot determina asemenea suprafețe de influență pentru momentele încovoietoare, forțele axiale și forțele tăietoare din diverse secțiuni ale elementelor principale ale unei cupole cu nervuri și inele.

În calcule trebuie să se țină seama de conlucrarea spațială a arcelor, realizată prin legătura de la chee și prin grinzile inelare.

Pentru calcul, structura se descompune în elemente plane, introducîndu-se ca necunoscute în punctele de legătură dintre arce și inele, principalele forțe de legătură care influențează în mod important solicitările din elementele structurii [1].

Astfel, la chee este suficient să se ia în considerare componenta orizontală (X) din planul arcului, componenta verticală (Z) și momentul (M_y)

---

* Lucrare prezentată la sesiunea cadrelor didactice din I.P.T. din 16—17 mai 1964.

[1] — n definește nervura pe care calcă forța unitară, iar
— i definește secțiunea în care calcă forța unitară.

cu vectorul orizontal perpendicular pe planul arcului, celelalte forţe de legătură de la chee fiind nule sau putînd fi neglijate; astfel momentul (M_z) este nul, componenta orizontală (Y) perpendiculară pe planul arcului, se poate neglija avînd în vedere legăturile dintre arce prin pane şi contravîntuiri, iar momentul (M_y) poate fi neglijat datorită rigidităţii mici la răsucire a arcelor, ceea ce face ca momentul de răsucire de la chee care ar apare într-un arc oarecare, să fie absorbit de celelalte arce prin intermediul momentelor (M_y).

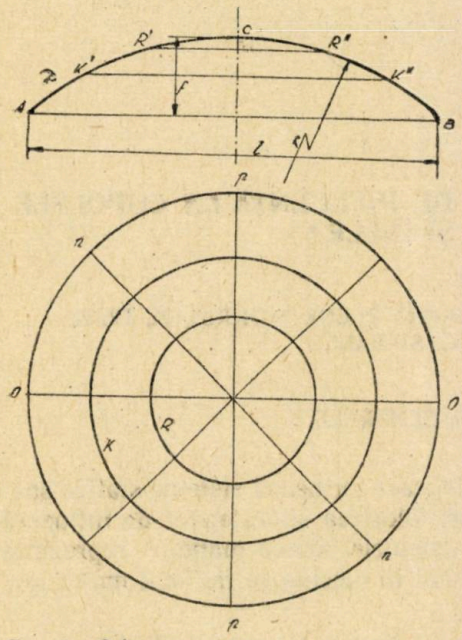


Fig. 1. Schema unei cupole cu nervuri şi inele.

Considerînd că prinderea dintre inele şi arce se face articulat şi avînd în vedere că între arc şi inel sînt de obicei diferenţe mari de rigiditate, ca singură forţă de legătură între aceste două elemente se poate lua în considerare numai forţa orizontală radială ($K \ldots R$).

Avînd în vedere teorema reciprocităţii, pentru determinarea suprafeţelor de influenţă este suficient să se considere încărcat întotdeauna un singur arc (notat mai jos cu „O") şi să se determine pentru fiecare poziţie a forţei unitare, solicitările în diferite secţiuni ale tuturor arcelor.

Pentru descompunerea sistemului ecuaţiilor de condiţie în două sisteme mai simple, este recomandabil ca în calcule să se utilizeze simetria şi antisimetria.

Procedînd în acest fel şi scriind o serie de relaţii între deformaţiile structurii, la care se mai adaugă unele ecuaţii de proiecţie [1], se găsesc sistemele de ecuaţii de condiţie arătate mai jos:

— în cazul încărcării simetrice:

$$\delta_{zz}(Z_0-Z_n)+\delta_{zk}(K_0-K_n)+\ldots+\delta_{zR}(R_0-R_n)+\bar{\Delta}_{z0}-\bar{\Delta}_{zn}=0$$

$$Z_0+2\sum_{1}^{p-1}Z_n+Z_p=0$$

$$\delta_{kz}Z_n+\delta_{kk}K_n+\ldots+\delta_{kR}R_n+\bar{\Delta}_{kn}=-\sum_{0}^{P}\delta_{kn}K_n \qquad (1)$$

$$\vdots$$

$$\delta_{Rz}Z_n+\delta_{Rk}K_n+\ldots+\delta_{RR}R_n+\bar{\Delta}_{Rn}=-\sum_{0}^{P}\delta_{Rn}R_n$$

$$(n=0\ldots p)$$

— iar în cazul încărcării antisimetrice

$$\delta_{xx}\left(X_0-\frac{X_n}{\cos n\beta}\right)+\delta_{xM}\left(M_0-\frac{M_n}{\cos n\beta}\right)+\bar{\Delta}_{x0}-\frac{\bar{\Delta}_{xn}}{\cos n\beta}=0$$

$$X_0+2\sum_1^P X_n \cos n\beta=0$$

$$\delta_{Mx}\left(X_0-\frac{X_n}{\cos n\beta}\right)+\delta_{MM}\left(M_0-\frac{M_n}{\cos n\beta}\right)+\bar{\Delta}_{M0}-\frac{\bar{\Delta}_{Mn}}{\cos n\beta}=0 \qquad (2)$$

$$M_0+2\sum_1^P M_n\cos n\beta=0$$

unde notațiile sînt cele din lucrarea [1].

În cazul particular cînd este încărcat numai un singur arc (arcul „O") — așa cum se întîmplă în cazul determinării suprafețelor de influență — sistemul de ecuații (2) poate fi redus la un sistem de două ecuații cu două necunoscute:

$$\frac{p}{p-1}\delta_{xx}X_0+\frac{p}{p-1}\delta_xM_0+\bar{\Delta}_{x0}=0$$

$$\frac{p}{p-1}\delta_{Mx}X_0+\frac{p}{p-1}\delta_{MM}M_0+\bar{\Delta}_{M0}=0 \qquad (2')$$

celelalte necunoscute putînd fi determinate din relațiile:

$$X_n=\frac{X_0}{p-1}\cos n\beta$$

$$M_n=\frac{M_0}{p-1}\cos n\beta \qquad (2'')$$

Din rezolvarea sistemelor de ecuații (1) și (2) în care termenii liberi au fost determinați în prealabil pentru diferite poziții ale forței unitare, aplicată pe arcul „O" se obțin valorile necunoscutelor scrise în matricele din tabelele 1 . . . 4.

Tabelul 1

Suprafața de influență a necunoscutei Z

Secțiunea i / Arcul n	1	2	.	.	i	.	$q-1$	q
0	Z_{01}	Z_{02}	.	.	Z_{0i}	.	$Z_{0\,(q-1)}$	Z_{0q}
1	Z_{11}	Z_{12}	.	.	Z_{1i}	.	$Z_{1\,(q-1)}$	Z_{1q}
2	Z_{21}	Z_{22}	.	.	Z_{2i}	.	$Z_{2\,(q-1)}$	Z_{2q}
.	.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.	.
n	Z_{n1}	Z_{n2}	.	.	Z_{ni}	.	$Z_{n\,(q-1)}$	Z_{nq}
.	.	.	.	.	.	.	.	.
$p-1$	$Z_{(p-1)\,1}$	$Z_{(p-1)\,2}$	.	.	$Z_{(p-1)\,i}$	.	$Z_{(p-1)\,(q-1)}$	$Z_{(p-1)\,q}$
p	Z_{p1}	Z_{p2}	.	.	Z_{pi}	.	$Z_{p\,(q-1)}$	Z_{pq}

Tabelul 2

Suprafaţa de influenţă a necunoscutei K

Secţiunea i / Arcul n	1	2	·	·	i	·	$q-1$	q
0	K_{01}	K_{02}	·	·	K_{0i}	·	$K_{0\,(q-1)}$	K_{0q}
1	K_{11}	K_{12}	·	·	K_{1i}	·	$K_{1\,(q-1)}$	K_{1q}
2	K_{21}	K_{22}	·	·	K_{2i}	·	$K_{2\,(q-1)}$	K_{2q}
·	·	·	·	·	·	·	·	·
·	·	·	·	·	·	·	·	·
n	K_{n1}	K_{n2}	·	·	K_{ni}	·	$K_{n\,(q-1)}$	K_{nq}
·	·	·	·	·	·	·	·	·
$p-1$	$K_{(p-1)\,1}$	$K_{(p-1)\,2}$	·	·	$K_{(p-1)\,i}$	·	$K_{(p-1)\,(q-1)}$	$K_{(p-1)\,q}$
p	K_{p1}	K_{p2}	·	·	K_{pi}	·	$K_{p\,(q-1)}$	K_{pq}

Notă: matrice similare cu cea din tabela 2 se obţin pentru toate celelalte forţe radiale de legătură ($K \ldots R$) din planul fiecărui inel.

Tabelul 3

Suprafaţa de influenţă a necunoscutei X

Secţiunea i / Arcul n	1	2	·	·	i	·	$q-1$	q
0	X_{01}	X_{02}	·	·	X_{0i}	·	$X_{0\,(q-1)}$	X_{0q}
1	X_{11}	X_{12}	·	·	X_{1i}	·	$X_{1\,(q-1)}$	X_{1q}
2	X_{21}	X_{22}	·	·	X_{2i}	·	$X_{2\,(q-1)}$	X_{2q}
·	·	·	·	·	·	·	·	·
·	·	·	·	·	·	·	·	·
n	X_{n1}	X_{n2}	·	·	X_{ni}	·	$X_{n\,(q-1)}$	X_{nq}
·	·	·	·	·	·	·	·	·
$p-1$	$X_{(p-1)\,1}$	$X_{(p-1)\,2}$	·	·	$X_{(p-1)\,i}$	·	$X_{(p-1)\,(q-1)}$	$X_{(p-1)\,q}$
p	X_{p1}	X_{p2}	·	·	X_{pi}	·	$X_{p\,(q-1)}$	X_{pq}

Tabelul 4

Suprafața de influență a necunoscutei M

Secțiunea i / Arcul n	1	2	·	·	i	·	$q-1$	q
0	M_{01}	M_{02}	·	·	M_{0i}	·	$M_{0\,(q-1)}$	M_{0q}
1	M_{11}	M_{12}	·	·	M_{1i}	·	$M_{1\,(q-1)}$	M_{1q}
2	M_{21}	M_{22}	·	·	M_{2i}	·	$M_{2\,(q-1)}$	M_{2q}
·	·	·	·	·	·	·	·	·
·	·	·	·	·	·	·	·	·
n	M_{n1}	M_{n2}	·	·	M_{ni}	·	$M_{n\,(q-1)}$	M_{nq}
·	·	·	·	·	·	·	·	·
$p-1$	$M_{(p-1)1}$	$M_{(p-1)\,2}$	·	·	$M_{(p-1)\,i}$	·	$M_{(p-1)\,(q-1)}$	$M_{(p-1)\,q}$
p	M_{p1}	M_{p2}	·	·	M_{pi}	·	$M_{p\,(q-1)}$	M_{pq}

Se remarcă faptul că un termen oarecare din aceste matrice, de exemplu Z_{ni}, K_{ni}, R_{ni}, X_{ni} sau M_{ni}, reprezintă — în cazul cînd forța unitară se găsește pe arcul „O" în secțiunea „i" — mărimea componentelor Z, K, R, X sau M de pe un arc oarecare „n", dar pe baza principiului reciprocității, aceiași termeni (Z_{ni}, K_{ni}, R_{ni}, X_{ni} sau M_{ni}) pot fi interpretați ca valori ale componentelor Z, K, R, X sau M de pe arcul „O" în cazul cînd forța unitară calcă pe arcul „n" în secțiunea „i" ; deci valorile din matricele 1 ... 4 reprezintă chiar ordonatele suprafețelor de influență pentru necunoscutele respective.

După determinarea necunoscutelor pentru o anumită poziție a forței $P_{ni}=1$ solicitările într-o secțiune oarecare (h) a structurii se pot determina cu relații de forma :

$$S^h_{ni}=\overline{S}^h_{ni}+\overline{S}^h_x\cdot X_{ni}+\overline{S}^h_M\cdot M_{ni}+\overline{S}^h_k\cdot K_{ni}+\ldots\overline{S}^h_R\cdot R_{ni} \qquad (3)$$

unde :

S^h_{ni} reprezintă solicitarea determinată cu luarea în considerare a conlucrării spațiale, în secțiunea (h) a arcului „O" cînd forța $P_{ni}=1$ se găsește pe arcul (n) în secțiunea (i),

$\overline{S}^h_{ni}$ — solicitarea determinată pe forma de bază (arcul „O" considerat independent), în secțiunea (h) a arcului „O" cînd forța $P_{ni}=1$ se găsește pe arcul (n) în secțiunea (i).

$\bar{S}_x^h$ — solicitarea determinată pe forma de bază, în secţiunea „h", sub acţiunea unei forţe orizontale $X=1$ aplicată la chee,

$\bar{S}_M^h$ reprezintă idem, sub acţiunea unui moment $M=1$ aplicat la chee,

$\bar{S}_z^h$ — idem, sub acţiunea unei forţe verticale $Z=1$ aplicată la chee,

$\bar{S}_k^h \ldots \bar{S}_R^h$ — idem, sub acţiunea unei perechi de forţe orizontale diametral opuse $K=1$ sau $R=1$ aplicate în punctele de intersecţie a axei arcului cu axa unui inel oarecare $(K \ldots R)$,

$X_{ni}, M_{ni}, Z_{ni}, K_{ni} \ldots R_{ni}$ — forţele de legătură de pe arcul „O" cînd forţa $P_{ni}=1$ se găseşte pe arcul (n) în secţiunea (i).

Considerînd că forţa $P_{ni}=1$ se deplasează în diferite secţiuni de pe structura spaţială, din expresia (3) rezultă că suprafaţa de influenţă pentru S_{ni}^h se poate obţine din suprapunerea suprafeţei de influenţă $\bar{S}_{ni}^h$ determinată pe forma de bază plană (fără a considera conlucrarea spaţială), cu suprafeţele de influenţă ale necunoscutelor $X_{ni}, M_{ni}, Z_{ni}, K_{ni} \ldots R_{ni}$ multiplicate fiecare cu coeficienţii $\bar{S}_x^h, \bar{S}_M^h, \bar{S}_z^h, \bar{S}_k^h \ldots \bar{S}_R^h$ — care au valori constante pentru o secţiune dată.

Astfel suprafaţa de influenţă pentru solicitarea S_{ni}^h poate fi scrisă sub forma matricială:

$$[S_{ni}^h] = [\bar{S}_{ni}^h] + \bar{S}_x^h [X_{ni}] + \bar{S}_M^h [M_{ni}] + \bar{S}_z^h [Z_{ni}] + \bar{S}_k^h [K_{ni}] + \ldots \bar{S}_R^h [R_{ni}] \quad (4)$$

unde:

$[S_{ni}^h]$ reprezintă matricea suprafeţei de influenţă a solicitării din secţiunea „h" a arcului „O";

$[\bar{S}_{ni}^h]$ — matricea suprafeţei de influenţă a solicitării din secţiunea „h" a formei de bază (arcul „O") care se reduce de fapt la linia de influenţă a solicitării din secţiunea „h" a arcului independent „O";

$[X_{ni}], [M_{ni}], [Z_{ni}], [K_{ni}] \ldots [R_{ni}]$ — matricele suprafeţelor de influenţă ale necunoscutelor $X_{ni}, M_{ni}, Z_{ni}, K_{ni} \ldots R_{ni}$.

Matricele suprafeţelor de influenţă $\bar{S}_{ni}^h$ şi S_{ni}^h sînt date în tabelele 5 şi 6.

Tabelul 5

Suprafața de influență $[\bar{S}^h_{ni}]$ $(h=1 \dots q)$

Secțiunea i / Arcul n	1	2	.	.	i	.	$q-1$	q
0	$\bar{S}^h_{01}$	$\bar{S}^h_{02}$	.	.	$\bar{S}^h_{0i}$	.	$\bar{S}^h_{0\,(q-1)}$	$\bar{S}^h_{0q}$
1	—	—	—	—	—	—	—	—
2	—	—	—	—	—	—	—	—
.	—	—	—	—	—	—	—	—
.	—	—	—	—	—	—	—	—
n	—	—	—	—	—	—	—	—
.	—	—	—	—	—	—	—	—
$p-1$	—	—	—	—	—	—	—	—
p	—	—	—	—	—	—	—	—

Tabelul 6

Suprafața de influență $[S^h_{ni}]$ $(h=1 \dots q)$

Secțiunea i / Arcul n	1	2	.	.	i	.	$q-1$	q
0	S^h_{01}	S^h_{02}	.	.	S^h_{0i}	.	$S^h_{0\,(q-1)}$	S^h_{0q}
1	S^h_{11}	S^h_{12}	.	.	S^h_{1i}	.	$S^h_{1\,(q-1)}$	S^h_{1q}
2	S^h_{21}	S^h_{22}	.	.	S^h_{2i}	.	$S^h_{2\,(q-1)}$	S^h_{2q}
.	.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.	.
n	S^h_{n1}	S^h_{n2}	.	.	S^h_{ni}	.	$S^h_{n\,(q-1)}$	S^h_{nq}
.	.	1	.	.	.	.	.	.
$p-1$	$S^h_{(p-1)\,1}$	$S^h_{(p-1)\,2}$	.	.	$S^h_{(p-1)\,i}$	.	$S^h_{(p-1)\,(q-1)}$	$S^h_{(p-1)\,q}$
p	S^h_{p1}	S^h_{p2}	.	.	S^h_{pi}	.	$S^h_{p\,(q-1)}$	S^h_{pq}

2. CALCULUL SUPRAFEȚELOR DE INFLUENȚĂ PENTRU O CUPOLĂ METALICĂ

În cele ce urmează se tratează un exemplu concret privind determinarea suprafețelor de influență la o cupolă avînd 16 nervuri (arce), articulate la naștere și rigidizate între ele printr-un inel de legătură (fig. 2) și care prezintă următoarele caracteristici :

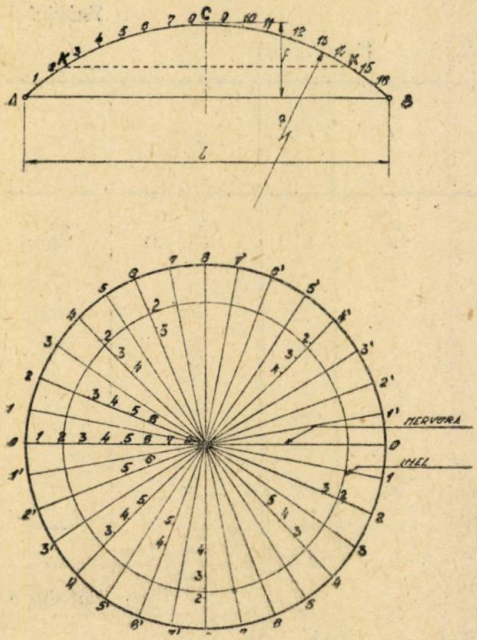


Fig. 2. Schema cupolei cu 16 nervuri şi un inel.

— deschiderea cupolei $l=93{,}500$ m
— săgeata cupolei $f=17{,}900$ m
— raza sferei $r=70{,}000$ m
— distanţa pe verticală de la naştere pînă la inelul orizontal de rigidizare $z_k=6{,}685$ m
— momentul de inerţie al semiarcului $I_a=1\,810\,000$ cm⁴
— suprafaţa secţiunii transversale a semiarcului $A_a=194{,}300$ cm²
— momentul de inerţie al inelului $I_i=1\,333\,000$ cm⁴
— suprafaţa secţiunii transversale a inelelor $A_i=124{,}200$ cm²

Descompunînd încărcarea $P=1$, aplicată într-o secţiune oarecare „i" de pe arcul „O", într-o încărcare simetrică (două forţe simetrice egale cu 1/2) şi o încărcare antisimetrică (două forţe antisimetrice egale cu 1/2) şi calculînd coeficienţii necunoscutelor şi termenii liberi,[1]) pe baza relaţiilor (1) se obţine sistemul de ecuaţii de condiţie din tabelul 7, iar pe baza relaţiilor (2′) sistemul de ecuaţii de condiţie din tabelul 8, unde:

$\bar{\Delta}_1$, $\bar{\Delta}_2 \ldots \bar{\Delta}_8$ — reprezintă deplasările pe direcţia necunoscutelor Z, K, X sau M produse de încărcarea simetrică sau antisimetrică ($P=1/2$) aplicată în secţiunile 1, 2 ... 8 ale arcului „O" (v. fig. 2).

Rezolvînd sistemele de ecuaţii din tabelele 7 şi 8 şi ţinînd seama de relaţiile (2″), din care se obţin necunoscutele

$$X_n=-\frac{X_0}{7}\cos n\beta \qquad \text{şi} \qquad M_n=-\frac{M_0}{7}\cos n\beta$$

Tabelul 8

Sistemul de ecuaţii pentru încărcarea antisimetrică

X_0	M_0	$\bar{\Delta}_1$	$\bar{\Delta}_2$	$\bar{\Delta}_3$	$\bar{\Delta}_4$	$\bar{\Delta}_5$	$\bar{\Delta}_6$	$\bar{\Delta}_7$	$\bar{\Delta}_8$
$\frac{8}{7}$ 360,506	$-\frac{8}{7}$ 41,336	106,637	314,543	484,273	585,832	600,363	519,903	353,916	125,734
$-\frac{8}{7}$ 41,336	$\frac{8}{7}$ 7,987	−10,212	−30,889	−50,033	−65,032	−72,942	−70,681	−55,069	−23,051

[1]) Coeficienţii necunoscutelor şi termenii liberi au fost calculaţi cu luarea în considerare a influenţei momentelor încovoietoare şi a forţelor axiale.

se pot scrie matricele suprafețelor de influență ale necunoscutelor date în tabelele 9 ... 12 [1]).

Tabelul 9

Suprafața de influență a necunoscutei Z

Arcul n \ Secțiunea i	1	2	3	4	5	6	7	8
0	0,0337	0,0997	0,1503	0,1270	−0,0212	−0,2990	−0,6343	−0,8943
1	0,0210	0,0510	0,0190	0,0248	0,0055	0,0076	0,0303	0,0570
2	−0,0044	−0,0124	−0,0158	−0,0117	0,0010	0,0211	0,0435	0,0599
3	−0,0083	−0,0214	−0,0249	−0,0168	0,0004	0,0230	0,0453	0,0603
4	−0,0062	−0,0170	−0,0204	−0,0143	0,0007	0,0221	0,0444	0,0601
5	−0,0054	−0,0147	−0,0181	−0,0131	0,0009	0,0216	0,0440	0,0601
6	−0,0054	−0,0145	−0,0180	−0,0130	0,0009	0,0215	0,0439	0,0599
7	−0,0046	−0,0125	−0,0159	−0,0117	0,0010	0,0207	0,0424	0,0584
8	−0,0070	−0,0185	−0,0222	−0,0155	0,0007	0,0233	0,0467	0,0629

Tabelul 10

Suprafața de influență a necunoscutei K

Arcul n \ Secțiunea i	1	2	3	4	5	6	7	8
0	−0,1119	−0,2822	−0,2853	−0,1619	−0,0186	0,0657	0,0716	0,0329
1	0,0536	0,1348	0,1346	0,0750	0,0100	−0,0220	−0,0135	0,0143
2	−0,0027	−0,0077	−0,0089	−0,0060	0,0001	0,0079	0,0156	0,0206
3	−0,0113	−0,0276	−0,0289	−0,0173	−0,0013	0,0121	0,0196	0,0215
4	−0,0067	−0,0179	−0,0192	−0,0118	−0,0006	0,0101	0,0177	0,0212
5	−0,0050	−0,0128	−0,0141	−0,0089	−0,0002	0,0091	0,0169	0,0212
6	−0,0049	−0,0125	−0,0137	−0,0087	−0,0002	0,0089	0,0165	0,0207
7	−0,0030	−0,0080	−0,0090	−0,0059	−0,0001	0,0070	0,0133	0,0173
8	−0,0085	−0,0214	−0,0231	−0,0143	−0,0006	0,0127	0,0237	0,0274

Tabelul 11

Suprafața de influență a necunoscutei X

Arcul n \ Secțiunea i	1	2	3	4	5	6	7	8
0	−0,3211	−0,9234	−1,3452	−1,4880	−1,3304	−0,9199	−0,4131	−0,0384
1	0,0450	0,1294	0,1835	0,2035	0,1864	0,1289	0,0579	0,0054
2	0,0424	0,1219	0,1775	0,1964	0,1756	0,1214	0,0545	0,0051
3	0,0381	0,1097	0,1598	0,1768	0,1580	0,1093	0,0491	0,0046
4	0,0324	0,0933	0,1359	0,1503	0,1344	0,0929	0,0417	0,0039
5	0,0255	0,0733	0,1068	0,1181	0,1056	0,0730	0,0328	0,0030
6	0,0176	0,0505	0,0735	0,0813	0,0727	0,0503	0,0226	0,0021
7	0,0089	0,0257	0,0375	0,0415	0,0371	0,0256	0,0115	0,0011
8	—	—	—	—	—	—	—	—

[1]) Pentru secțiunile 9 ... 16 suprafețele de influență ale necunoscutelor Z și K au valori simetrice față de cheie, iar cele ale necunoscutelor X și M au valori antisimetrice.

Tabelul 12

Suprafaţa de influenţă a necunoscutei *M*

Arcul *n* \ Secţiunea *i*	1	2	3	4	5	6	7	8
0	−0,5430	−1,3951	−1,4806	−0,5767	1,1058	2,9825	3,9042	2,3267
1	0,0751	0,1955	0,2074	0,0808	−0,1549	−0,4179	−0,5470	−0,3260
2	0,0717	0,1841	0,1954	0,0761	−0,1460	−0,3936	−0,5153	−0,3071
3	0,0645	0,1657	0,1759	0,0685	−0,1314	−0,3543	−0,4637	−0,2764
4	0,0548	0,1409	0,1496	0,0583	−0,1117	−0,3013	−0,3944	−0,2350
5	0,0431	0,1218	0,1175	0,0458	−0,0878	−0,2367	−0,3999	−0,1847
6	0,0297	0,0763	0,0803	0,0316	−0,0605	−0,1631	−0,2134	−0,1272
7	0,0151	0,0389	0,0413	0,0161	−0,0308	−0,0831	−0,1083	−0,0648
8	—	—	—	—	—	—	—	—

După determinarea suprafeţelor de influenţă ale necunoscutelor se calculează celelalte valori care intră în componenţa formulei (4) şi apoi cu ajutorul acesteia — suprafeţele de influenţă ale eforturilor care interesează.

Astfel, de exemplu pentru determinarea suprafeţei de influenţă a momentului încovoietor din secţiunea (*3*) a arcului „*O*“ formula (4) se pune sub forma :

$$[M^3_{ni}] = [\overline{M}^3_{ni}] + \overline{M}^3_x [X_{ni}] + \overline{M}^3_M [M_{ni}] + \overline{M}^3_z [Z_{ni}] + \overline{M}^3_k [K_{ni}] \qquad (5)$$

unde :

$[M^3_{ni}]$ este matricea suprafeţei de influenţă a momentului încovoietor din secţiunea (*3*) a arcului „*O*“ ;

$[\overline{M}^3_{ni}]$ — matricea suprafeţei de influenţă a momentului încovoietor din secţiunea (*3*) a formei de bază (arcul „*O*“ considerat independent) ;

$\overline{M}^3_x$, $\overline{M}^3$, $\overline{M}^3_z$, $\overline{M}^3_k$ — momentele încovoietoare în secţiunea (*3*) a formei de bază, produse de forţele unitare $X=1$, $M=1$, $Z=1$, $K=1$;

$[X_{ni}]$, $[M_{ni}]$, $[Z_{ni}]$, $[K_{ni}]$ — matricele suprafeţelor de influenţă ale necunoscutelor [tabelele (9 ... 12)].

Pentru cazul concret tratat, matricea suprafeţei de influenţă $[\overline{M}^3_{ni}]$ are o singură linie diferită de zero — linia corespunzătoare arcului „*O*“ — ceea ce înseamnă că această suprafaţă de influenţă se reduce la linia de influenţă a momentului încovoietor din secţiunea (*3*) a arcului „*O*“ considerat independent.

Ordonatele suprafeţei de influenţă $[\overline{M}^3_{ni}]$ sînt date în tabelul 13.

Tabelul 13

Suprafața de influență $[\overline{M}^3_{ni}]$

Secțiunea i / Arcul n	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
0	1,3107	4,1147	7,2064	4,8973	2,7380	0,8122	−0,8120	−2,0843	−2,9750	−3,4766	−3,6040	−3,3930	−2,8976	−2,1870	−1,3403	−0,4421
1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Tabelul 14

Suprafața de influență $[\overline{M}^3_{ni}]$

Secțiunea i / Arcul n	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
0	0,3422	1,3967	3,4658	1,0898	−0,2361	−0,6001	−0,4275	−0,1103	−0,1898	−0,2485	−0,3045	−0,4026	−0,5383	−0,6203	−0,5204	−0,1965
1	0,1626	0,4452	0,5763	0,5522	0,4283	0,2587	0,0881	−0,0546	−0,1683	−0,3101	−0,4057	−0,4075	−0,3118	−0,1673	−0,0505	−0,0075
2	0,0849	0,2464	0,3690	0,4224	0,3913	0,2782	0,1142	−0,0497	−0,1567	−0,2611	−0,3477	−0,3960	−0,3915	−0,3314	−0,2205	−0,0754
3	0,0656	0,1973	0,3080	0,3671	0,3501	0,2523	0,1007	−0,0539	−0,1503	−0,2371	−0,3109	−0,3584	−0,3654	−0,3224	−0,2230	−0,0786
4	0,0608	0,1784	0,2735	0,3194	0,2980	0,2076	0,0730	−0,0615	−0,1434	−0,2143	−0,2714	−0,3045	−0,3035	−0,2626	−0,1790	−0,0618
5	0,0499	0,1452	0,2227	0,2564	0,2339	0,1550	0,0410	−0,0703	−0,1347	−0,1846	−0,2214	−0,2395	−0,2330	−0,1985	−0,1325	−0,0464
6	0,0351	0,1034	0,1576	0,1805	0,1603	0,0961	0,0054	−0,0809	−0,1253	−0,1500	−0,1631	−0,1658	−0,1566	−0,1326	−0,0900	−0,0313
7	0,0212	0,0618	0,0925	0,1015	0,0806	0,0301	−0,0368	−0,0962	−0,1188	−0,1161	−0,1021	−0,0856	−0,0704	−0,0554	−0,0368	−0,0126
8	−0,0028	−0,0049	0,0004	0,0047	−0,0033	0,0285	0,0643	0,0944	0,0944	0,0643	0,0285	−0,0033	0,0047	0,0004	−0,0049	−0,0028

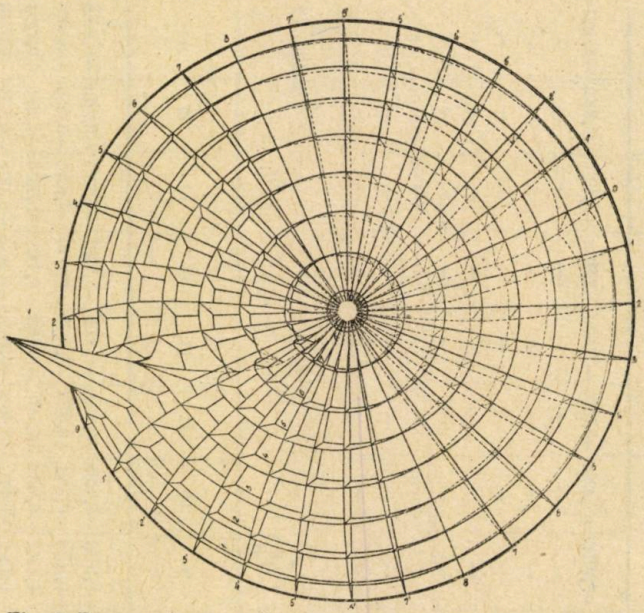


Fig. 3. Reprezentarea grafică a suprafeţei de influenţă a momentului încovoietor din secţiunea *3* a arcului „*O*".

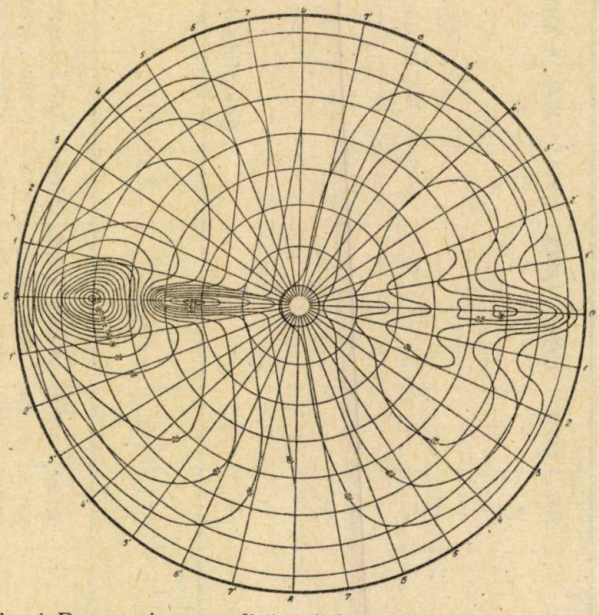


Fig. 4. Reprezentarea grafică, sub formă de curbe care unesc ordonatele egale ale aceleiaşi suprafeţe de influenţă din figura 3.

Momentele încovoietoare ($\overline{M}_x^3$, $\overline{M}_M^3$, $\overline{M}_z^3$, $\overline{M}_k^3$) din secțiunea (*3*) a arcului „*O*" dublu articulat, considerat independent, produse de forțele unitare $X=1$, $M=1$, $Z=1$, $K=1$ se determină fără dificultate și au valorile :

$$\overline{M}_x^3 = +2{,}1260 \text{ tfm} \qquad \overline{M}_M^3 = -0{,}1392 \text{ tfm}$$

$$\overline{M}_z^3 = -2{,}5705 \text{ tfm} \qquad \overline{M}_k^3 = +2{,}4556 \text{ tfm}$$

Aplicînd relația (5) se obține matricea suprafeței de influență $[\overline{M}_{ni}^3]$ dată în tabelul 14.

In figura 3 sînt reprezentate grafic, în dreptul fiecărei secțiuni (n, i) considerate în calcul, ordonatele suprafeței de influență $[\overline{M}_{ni}^3]$ din tabelul 14.

Aceeași suprafață de influență este reprezentată sub o altă formă în figura 4, cu ajutorul curbelor care unesc ordonatele de aceeași mărime ale acestei suprafețe de influență.

In mod similar se pot obține suprafețele de influență și pentru alte solicitări sau pentru alte secțiuni ale arcului.

Suprafețele de influență astfel determinate se utilizează, întocmai ca și liniile de influență, folosind principiul suprapunerii efectelor.

BIBLIOGRAFIE

1. D. Mateescu și alții, Considerații teoretice privind calculul static și verificarea stabilității cupolelor metalice cu nervuri și inele (comunicare la sesiunea științifică a cadrelor didactice din Institutul politehnic Timișoara, mai 1964).
2. Maziliu P., *Statica construcțiilor* II, Editura tehnică, București 1959.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЛОЩАДЕЙ ВЛИЯНИЯ В КУПОЛАХ С РЕБРАМИ И КОЛЬЦАМИ

(РЕЗЮМЕ)

Излагается способ определения площадей влияния усилий в случае куполов с ребрами и кольцами, имея в виду пространственную совместную работу составных элементов строения и примущества применения этих площадей при расчете.

Для примера приводится наглядный случай и определяется площадь влияния изгибающего момента в сечении одного ребра купола больших размеров.

LA DÉTERMINATION DES SURFACES D'INFLUENCE POUR LES COUPOLES A NERVURES ET ANNEAUX

(RÉSUMÉ)

On montre la manière dont on peut déterminer les surfaces d'influence des efforts dans le cas des coupoles à nervures et anneaux, en tenant compte de la coopération spatiale des éléments de la structure et on met en évidence les avantages présentés par l'utilisation de ces surfaces dans les calculs. Comme exemple on traite un cas concret, en déterminant la surface d'influence du moment fléchissant d'une section de la nervure appartenant à une coupole à grandes dimensions.

CONSIDERAȚII TEORETICE PRIVIND CALCULUL STATIC ȘI VERIFICAREA STABILITĂȚII CUPOLELOR CU NERVURI ȘI INELE *

DE

D. MATEESCU, I. FLEȘERIU, I. APPELTAUER, V. BOTA, D. ROȘU, I. GRUNER, I. MUNTEANU, M. IVAN, L. GADEANU

1. INTRODUCERE

Cupolele metalice cu nervuri sînt structuri spațiale alcătuite din mai multe arce (nervuri), așezate în plane radiale, care la vîrful cupolei converg într-un punct.

Între nervuri se așază pane inelare pe care se reazemă învelitoarea și care asigură totodată stabilitatea generală a acestora, împiedicînd flambajul nervurilor în afara planului lor. Pentru asigurarea rigidității generale a cupolei, între nervuri și pane se prevăd contravîntuiri. Dacă panele inelare au secțiuni destul de puternice și dacă în calcul se ia în considerare conlucrarea lor cu nervurile, cupola devine o cupolă cu nervuri și inele (fig. 1).

2. CALCULUL STATIC AL CUPOLELOR CU NERVURI ȘI INELE

Din punct de vedere static o cupolă cu nervuri și inele reprezintă o structură spațială cu un grad mare de nedeterminare statică. Pentru calcul structura se descompune în elemente plane, introducîndu-se ca necunoscute în punctele de intersecție dintre elemente forțele de legătură respective.

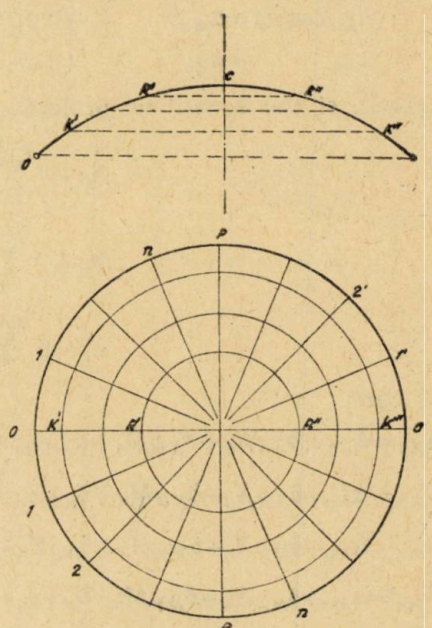


Fig. 1. Cupolă cu nervuri și inele.

* Lucrare prezentată la sesiunea cadrelor didactice din I.P.T. din 16—17 mai 1964.

Datorită numărului mare de necunoscute un calcul exact al structurii devine laborios chiar în cazul cînd pentru efectuarea calculelor numerice se apelează la o maşină electronică. Din acest motiv este recomandabil ca din totalul necunoscutelor să fie reţinute în calcul numai acelea care influenţează într-o măsură considerabilă solicitările din elementele structurii.

În acest sens, din cele 6 necunoscute aplicate pe un arc în punctul teoretic de la chee nu pot fi neglijate: componenta orizontală X (din planul arcului), componenta verticală Z, precum şi momentul încovoietor M_y (cu vectorul perpendicular pe planul arcului).

Avînd în vedere rigiditatea mică a nervurilor şi a inelelor în planele tangenţiale la suprafaţa cupolei [1], precum şi rigiditatea de obicei redusă a îmbinărilor dintre nervuri şi inele, toate componentele forţelor şi momentelor de legătură din aceste noduri pot fi neglijate cu excepţia componentelor radiale (notate mai jos cu $K \ldots R$) din planul arcelor, care produc forţe axiale şi momente încovoietoare importante, mai ales în inele.

2.1. Încercări oarecare

Considerînd o cupolă care are „$2p$" arce notate mai jos cu $0,1 \ldots n \ldots p$ şi mai multe inele notate mai jos cu $K \ldots R$, în cazul unor încercări oarecare, care admit un plan vertical de simetrie „O", forţele de legătură necunoscute se pot determina scriind o serie de relaţii între deformaţii (fig. 2):

$$\Delta_{X0}\cos n\beta = \Delta_{Xn} \qquad (0.1)$$

$$\Delta_{M0}\cos n\beta = \Delta_{Mn} \qquad (0.2)$$

$$\Delta_{Z0} = \Delta_{Zn} \qquad (0.3)$$

$$\Delta'_{Kn} + \Delta''_{Kn} = -\Delta^0_{Kn} \qquad (0.4)$$

$$\vdots$$

$$\Delta'_{Rn} + \Delta''_{Rn} = -\Delta^0_{Rn} \qquad (0.5)$$

precum şi trei ecuaţii de proiecţii

$$X_0 + 2\sum_{1}^{p-1} X_n \cos n\beta = 0 \qquad (0.6)$$

$$M_0 + 2\sum_{1}^{p-1} M_n \cos n\beta = 0 \qquad (0.7)$$

$$Z_0 + 2\sum_{1}^{p-1} Z_n + Z_p = 0 \qquad (0.8)$$

în care:

$$\Delta_{X0} = \bar{\Delta}_{X0} + \delta_{XX}X_0 + \delta_{XM}M_0 + \delta_{XZ}Z_0 + \delta'_{XK}K'_0 + \delta''_{XK}K''_0 + \ldots + \delta'_{XR}R'_0 + \delta''_{XR}R''_0 \qquad (0.9)$$

$$\Delta_{Xn} = \bar{\Delta}_{Xn} + \delta_{XX}X_n + \delta_{XM}M_n + \delta_{XZ}Z_n + \delta'_{XK}K'_n + \delta''_{XK}K''_n + \ldots + \delta'_{XR}R'_n + \delta''_{XR}R''_n \qquad (0.10)$$

$$\Delta_{M0} = \bar{\Delta}_{M0} + \delta_{MX}X_0 + \delta_{MM}M_0 + \delta_{MZ}Z_0 + \delta'_{MK}K'_0 + \delta''_{MK}K''_0 + \ldots + \delta'_{MR}R'_0 + \delta''_{MR}R''_0 \qquad (0.11)$$

$$\Delta_{Mn} = \bar{\Delta}_{Mn} + \delta_{MX}X_n + \delta_{MM}M_n + \delta_{MZ}Z_n + \delta'_{MK}K'_n + \delta''_{MK}K''_n + \ldots + \delta'_{MR}R'_n + \delta''_{MR}R''_n \qquad (0.12)$$

$$\Delta_{Z0} = \bar{\Delta}_{Z0} + \delta_{ZX}X_0 + \delta_{ZM}M_0 + \delta_{ZZ}Z_0 + \delta'_{ZK}K'_0 + \delta''_{ZK}K''_0 + \ldots + \delta'_{ZR}R'_0 + \delta''_{ZR}R''_0 \qquad (0.13)$$

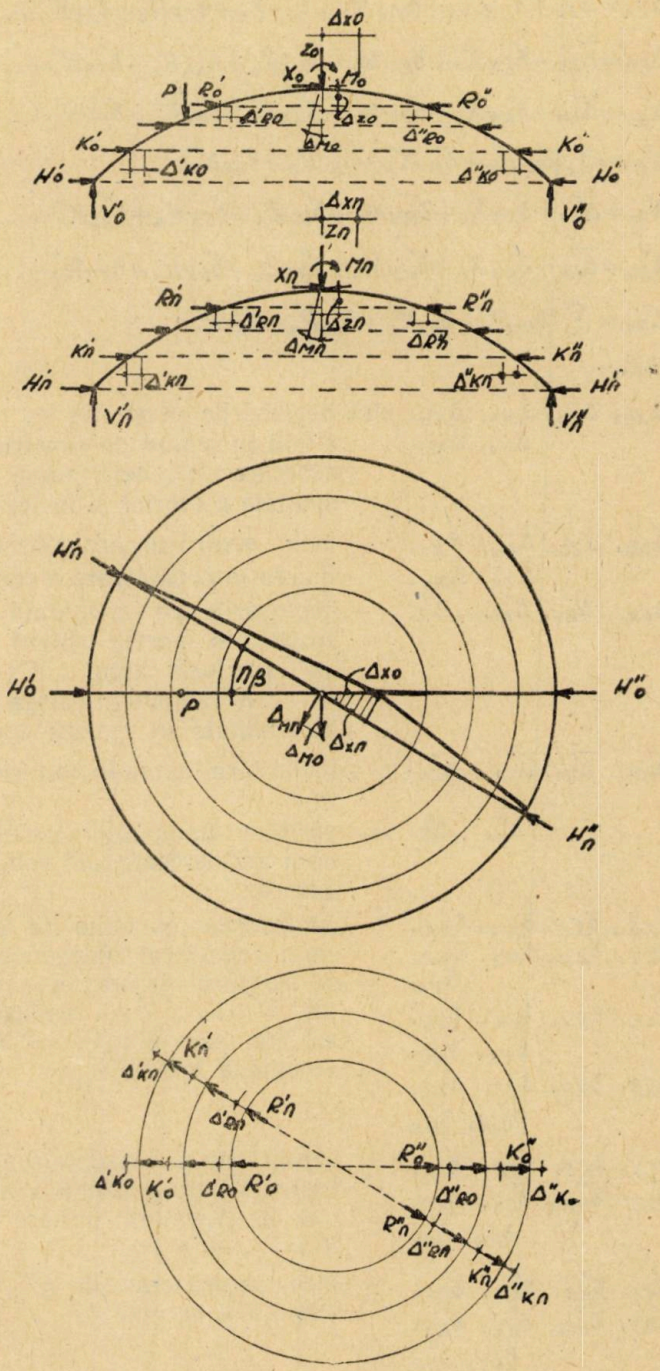


Fig. 2. Forțele de legătură și deplasările punctuale în cazul unei încărcări oarecare a cupolei.

$$\Delta_{Zn}=\bar{\Delta}_{Zn}+\delta_{ZX}X_n+\delta_{ZM}M_n+\delta_{ZZ}Z_n+\delta'_{ZK}K'_n+\delta''_{ZK}K''_n+\ldots+\delta'_{ZR}R'_n+\delta''_{ZR}R''_n \quad (0.14)$$

$$\Delta'_{Kn}=\bar{\Delta}'_{Kn}+\delta'_{KX}X_n+\delta'_{KM}M_n+\delta'_{KZ}Z_n+\delta'_{KK}K'_n+\delta''_{KK}K''_n+\ldots+\delta'_{KR}R'_n+\delta''_{KR}R''_n \quad (0.15)$$

$$\Delta''_{Kn}=\bar{\Delta}''_{Kn}+\delta''_{KX}X_n+\delta''_{KM}M_n+\delta''_{KZ}Z_n+\delta''_{KK}K'_n+\delta'_{KK}K''_n+\ldots+\delta''_{KR}R'_n+\delta'_{KR}R''_n \quad (0.16)$$

$$\Delta^0_{Kn}=\sum(\delta'_{Kn}K'_n+\delta''_{Kn}K''_n+\delta''_{Kn}K'_n+\delta'_{Kn}K''_n) \quad (0.17)$$

$$\Delta'_{Rn}=\bar{\Delta}'_{Rn}+\delta'_{RX}X_n+\delta'_{RM}M_n+\delta'_{RZ}Z_n+\delta'_{RK}K'_n+\delta''_{RK}K''_n+\ldots+\delta'_{RR}R'_n+\delta''_{RR}R''_n \quad (0.18)$$

$$\Delta''_{Rn}=\bar{\Delta}''_{Rn}+\delta''_{RX}X_n+\delta''_{RM}M_n+\delta''_{RZ}Z_n+\delta''_{RK}K'_n+\delta'_{RK}K''_n+\ldots+\delta''_{RR}R'_n+\delta'_{RR}R''_n \quad (0.19)$$

$$\Delta^0_{Rn}=\sum(\delta'_{Rn}R'_n+\delta''_{Rn}R''_n+\delta''_{Rn}R'_n+\delta'_{Rn}R''_n) \quad (0.20)$$

unde

Δ_{X0}, Δ_{Z0}, Δ_{M0}, Δ_{Xn}, Δ_{Zn}, Δ_{Mn}, sînt deplasările punctului de la chee al arcului „O" situat în planul de simetrie, respectiv al unui arc oarecare „n", determinate în ipoteza conlucrării spaţiale a arcelor şi inelelor ;

$\bar{\Delta}_{X0}$, $\bar{\Delta}_{Z0}$, $\bar{\Delta}_{M0}$, $\bar{\Delta}_{Xn}$, $\bar{\Delta}_{Zn}$, $\bar{\Delta}_{Mn}$, — idem, pentru un arc considerat independent (fără luarea în considerare a conlucrării spaţiale) ;

Δ'_{Kn}. .Δ'_{Rn}, Δ''_{Kn} ... Δ''_{Rn} — deplasările pe orizontală a punctelor $K'\ldots R'$ situate în partea stîngă a unui arc oarecare „n" (inclusiv arcul „O") respectiv a punctelor $K''\ldots R''$ situate în partea dreaptă a aceluiaşi arc, determinate în ipoteza conlucrării spaţiale ;

$\bar{\Delta}'_{Kn}\ldots\bar{\Delta}'_{Rn}$, $\bar{\Delta}''_{Kn}\ldots\bar{\Delta}''_{Rn}$, — idem, fără luarea în considerare a conlucrării spaţiale.

$\Delta^0_{Kn}\ldots\Delta^0_{Rn}$ — variaţia diametrelor inelelor $K\ldots R$, în planul unui arc oarecare „n" sub acţiunea forţelor de legătură ;

δ_{XX}, δ_{XZ}, δ_{XM}, δ_{ZX}, δ_{ZZ}, δ_{ZM}, δ_{MX}, δ_{MZ}, δ_{MM} — deplasările punctului de la cheia unui arc oarecare, considerat independent, produse de forţele de legătură unitare : $X=1$; $Z=1$; $M=1$. respectiv $K'=1\ldots R'=1$ aplicate în partea stîngă a arcului, sau $K''=1\ldots R''=1$ aplicate în partea dreaptă a arcului ;

δ'_{XK}, δ'_{XR}, δ'_{ZK}, δ'_{ZR}, δ'_{MK}, δ'_{MR}, δ''_{XK}, δ''_{XR}, δ''_{ZK}, δ''_{ZR}, δ''_{MK}, δ''_{MR}

δ'_{KX}, δ'_{KZ}, δ'_{KM}, δ'_{RX}, δ'_{RZ}, δ'_{RM}, δ'_{KK}, δ'_{KR}, δ'_{RK}, δ'_{RR} — deplasările pe orizontală a punctelor $K'\ldots R'$ situate în partea stîngă a arcului. produse de forţele de legătură unitare $X=1$; $Z=1$; $M=1$: $K'=1\ldots R'=1$;

δ''_{KX}, δ''_{KZ}, δ''_{KM}, δ''_{RX}, δ''_{RZ}, δ''_{RM}, δ''_{KK}, δ''_{KR}, δ''_{RK}, δ''_{RR} — idem pentru punctele $K''\ldots R''$ situate în partea dreaptă a arcului ;

δ'_{Kn}, δ'_{Rn} sînt deplasările din planul arcului „n" a punctelor din partea stîngă a inelelor $K \ldots R$, sub acțiunea unei forțe unitare aplicată în stînga :

δ''_{Kn}, δ''_{Rn} — idem, pentru punctele din partea dreaptă a inelelor $K \ldots R$ sub acțiunea forței unitare aplicată în stînga ;

β — unghiul dintre planele a două arce vecine.

Pentru ruperea sistemului de ecuații (0.1)...(0.8) în două sisteme, fiecare cu un număr mai redus de necunoscute, se folosește simetria și antisimetria (fig. 3).

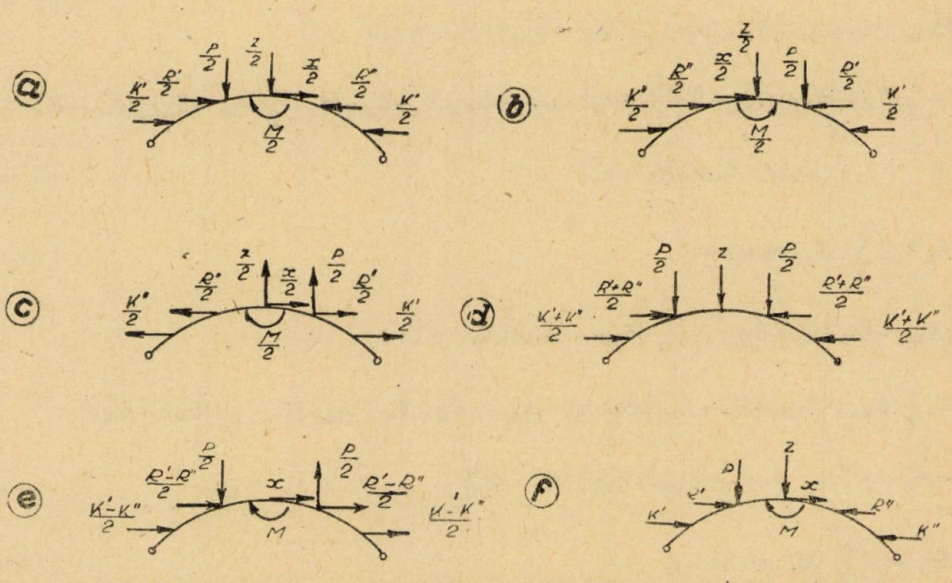


Fig. 3. Schema de încărcare simetrice, antisimetrice și oarecare a arcelor.

În cazul unei încercări simetrice (fig. 3 *d*), în afară de planul de simetrie „O" structura mai admite un al doilea plan vertical de simetrie (notat mai jos cu „p"), perpendicular pe planul „O". În această situație, ținînd seama de relațiile (0.9)—(0.20) ecuațiile de condiție devin :

$$\bar{\Delta}_{Z0}+\delta_{ZZ}Z_0+\frac{1}{2}(\delta'_{ZK}+\delta''_{ZK})(K'_0+K''_0)+\ldots+\frac{1}{2}(\delta'_{ZR}+\delta''_{ZR})(R'_0+R''_0)=$$

$$=\bar{\Delta}_{Zn}+\delta_{ZZ}Z_n+\frac{1}{2}(\delta'_{ZK}+\delta''_{ZK})(K'_n+K''_n)+\ldots+\frac{1}{2}(\delta'_{ZR}+\delta''_{ZR})(R'_n+R''_n) \quad (1.1)$$

$$Z_0+2\sum_{1}^{p-1}Z_n+Z_p=0 \quad (1.2)$$

$$\bar{\Delta}'_{Kn}+\bar{\Delta}''_{Kn}+(\delta'_{KZ}+\delta''_{KZ})\,Z_n+(\delta'_{KK}+\delta''_{KK})(K'_n+K''_n)+\ldots+(\delta'_{KR}+\delta''_{KR})(R'_n+R''_n)=$$
$$=-\sum_0^p(\delta'_{Kn}+\delta''_{Kn})(K'_n+K''_n) \tag{1.3}$$

$$\vdots$$

$$\bar{\Delta}'_{Rn}+\bar{\Delta}''_{Rn}+(\delta'_{RZ}+\delta''_{RZ})\,Z_n+(\delta'_{RK}+\delta''_{RK})(K'_n+K''_n)+\ldots+(\delta'_{RR}+\delta''_{RR})(R'_n+R''_n)=$$
$$=-\sum_0^p(\delta'_{Rn}+\delta''_{Rn})(R'_n+R''_n) \tag{1.4}$$

În cazul unei încercări antisimetrice (față de planul „p—p") — (fig. 3 *e*) rezultă relațiile :

$$\Big[\bar{\Delta}_{X0}+\delta_{XX}X_0+\delta_{XM}M_0+\tfrac{1}{2}(\delta'_{XK}+\delta''_{XK})(K'_0-K''_0)+\ldots+$$
$$+\tfrac{1}{2}(\delta'_{XR}+\delta''_{XR})(R'_0-R''_0)\Big]\cos n\beta=\bar{\Delta}_{Xn}+\delta_{XX}X_n+\delta_{XM}M_n+\tfrac{1}{2}(\delta'_{XK}+\delta''_{XK})(K'_n-K''_n)+$$
$$+\ldots+\tfrac{1}{2}(\delta'_{XR}+\delta''_{XR})(R'_n-R''_n) \tag{1.5}$$

$$X_0+2\sum_1^{p-1}X_n\cos n\beta=0 \tag{1.6}$$

$$\Big[\bar{\Delta}_{M0}+\delta_{MX}X_0+\delta_{MM}M_0\,\tfrac{1}{2}(\delta'_{MK}+\delta''_{MK})(K'_0-K''_0)+\ldots+$$
$$+\tfrac{1}{2}(\delta'_{MR}+\delta''_{MR})(R'_0-R''_0)\Big]\cos n\beta=\bar{\Delta}_{Mn}+\delta_{MX}X_n+\delta_{MM}M_n+\tfrac{1}{2}(\delta'_{MK}+\delta''_{MK})\cdot$$
$$\cdot(K'_n+K''_n)+\ldots+\tfrac{1}{2}(\delta'_{MR}+\delta''_{MR})(R'_n-R''_n) \tag{1.7}$$

$$M_0+2\sum_1^{p-1}M_n\cos n\beta=0 \tag{1.8}$$

$$(\delta'_{KK}+\delta''_{KK})(K'_n-K''_n)+\ldots+(\delta'_{KR}+\delta''_{KR})(R'_n-R''_n)=-\sum_0^p(\delta'_{Kn}+\delta''_{Kn})(K'_n-K''_n)$$
$$\vdots \tag{1.9}$$
$$(\delta'_{RK}+\delta''_{RK})(K'_n-K''_n)+\ldots+(\delta'_{RR}+\delta''_{RR})(R'_n-R''_n)=-\sum_0^p(\delta'_{Rn}+\delta''_{Rn})(R'_n-R''_n)$$
(1.10)

Sistemul de ecuații (1.5)—(1.10) se descompune în sistemul (1.5)—(1.8) și sistemul de ecuații omogene (1.9)—(1.10); din ultimul rezultă :

$$K'_n-K''_n=0\ldots R'_n-R''_n=0$$

sau

$$K'_n=K''_n=K_n\ldots R'_n=R''_n=R_n \tag{1.11}$$

Tabelul 1

Sistemul ecuațiilor de condiție în cazul încărcării simetrice

Z_0	Z_1	.	Z_n	.	Z_{p-1}	Z_p	K_0	K_1	.	K_n	.	K_{p-1}	K_p	.	R_0	R_1	.	R_n	.	R_{p-1}	R_p	$\bar{\Delta}$
δ_{ZZ}	$-\delta_{ZZ}$						δ_{ZK}	$-\delta_{ZK}$						.	δ_{ZR}	$-\delta_{ZR}$						$\bar{\Delta}_{Z0}-\bar{\Delta}_{Z1}$
.		.					.	.	.					.	.		.					.
δ_{ZZ}			$-\delta_{ZZ}$				δ_{ZK}			$-\delta_{ZK}$				.	δ_{ZR}			$-\delta_{ZR}$				$\bar{\Delta}_{Z0}-\bar{\Delta}_{Zn}$
.				.			.				.			.	.		.		.			.
δ_{ZZ}					$-\delta_{ZZ}$		δ_{ZK}					$-\delta_{ZK}$		.	δ_{ZR}					$-\delta_{ZR}$		$\bar{\Delta}_{Z0}-\bar{\Delta}_{Z(p-1)}$
δ_{ZZ}						$-\delta_{ZZ}$	δ_{ZK}						$-\delta_{ZK}$	.	δ_{ZR}						$-\delta_{ZR}$	$\bar{\Delta}_{Z0}-\bar{\Delta}_{Zp}$
1,0	2,0	.	2 0	.	2,0	1,0								.								—
δ_{KZ}							δ_{KK} δ_{K0}	δ_{K1} δ_{K1}	.	δ_{Kn} δ_{Kn}	.	$\delta_{K(p-1)}$ $\delta_{K(p-1)}$	δ_{Kp}	.	δ_{KR}							$\bar{\Delta}_{K0}$
	δ_{KZ}						δ_{K1}	δ_{KK} δ_{K2} δ_{K0}	.	$\delta_{K(n+1)}$ $\delta_{K(n-1)}$	.	δ_{Kp} $\delta_{K(p-2)}$	$\delta_{K(p-1)}$	.		δ_{KR}						$\bar{\Delta}_{K1}$
		.					.	.	.	.	.	.	.	.			.					.
			δ_{KZ}				δ_{Kn}	$\delta_{K(n+1)}$ $\delta_{K(n-1)}$	.	δ_{KK} δ_{KP} δ_{K0}	.	$\delta_{K(n+1)}$ $\delta_{K(n-1)}$	δ_{Kn}	.				δ_{KR}				$\bar{\Delta}_{Kn}$
				.			.	.	.	.	.	.	.	.					.			.
					δ_{KZ}		$\delta_{K(p-1)}$	δ_{Kp} $\delta_{K(p-2)}$	.	$\delta_{K(n+1)}$ $\delta_{K(n-1)}$	.	δ_{KK} δ_{K2} δ_{K0}	δ_{K1}	.						δ_{KR}		$\bar{\Delta}_{K(p-1)}$
						δ_{KZ}	δ_{Kp}	$\delta_{K(p-1)}$ $\delta_{K(p-1)}$	.	δ_{Kn} δ_{Kn}	.	δ_{K1} δ_{K1}	δ_{KK} δ_{K0}	.							δ_{KR}	$\bar{\Delta}_{Kp}$
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	.
δ_{RZ}							δ_{RK}							.	δ_{RR} δ_{R0}	δ_{R1} δ_{R1}	.	δ_{Rn} δ_{Rn}	.	$\delta_{R(p-1)}$ $\delta_{R(p-1)}$	δ_{Rp}	$\bar{\Delta}_{R0}$
	δ_{RZ}							δ_{RK}						.	δ_{R1}	δ_{RR} δ_{R2} δ_{R0}	.	$\delta_{R(n+1)}$ $\delta_{R(n-1)}$	.	δ_{Rp} $\delta_{R(p-2)}$	$\delta_{R(p-1)}$	$\bar{\Delta}_{R1}$
		.							.					.	.	.	.	.	.	.	.	.
			δ_{RZ}							δ_{RK}				.	δ_{Rn}	$\delta_{R(n+1)}$ $\delta_{R(n-1)}$	.	δ_{RR} δ_{Rp} δ_{R0}	.	$\delta_{R(n+1)}$ $\delta_{R(n-1)}$	δ_{Rn}	$\bar{\Delta}_{Rn}$
				.							.			.	.	.	.	.	.	.	.	.
					δ_{RZ}							δ_{RK}		.	$\delta_{R(p-1)}$	δ_{Rp} $\delta_{R(p-2)}$	.	$\delta_{R(n+1)}$ $\delta_{R(n-1)}$	.	δ_{RR} δ_{R2} δ_{R0}	δ_{R1}	$\bar{\Delta}_{R(p-1)}$
						δ_{RZ}							δ_{RK}	.	δ_{Rp}	$\delta_{R(p-1)}$ $\delta_{R(p-1)}$	.	δ_{Rn} δ_{Rn}	.	δ_{R1} δ_{R1}	δ_{RR} δ_{R0}	$\bar{\Delta}_{Rp}$

ceea ce face ca pentru determinarea necunoscutelor, în ipoteza încărcării antisimetrice să fie suficientă rezolvarea sistemului (1.5)—(1.8).

Soluția (1.11) presupune condiția ca determinantul sistemului (1.9)—(1.10) să fie diferit de zero.

Ținînd seama de relațiile (1.11) și făcînd notațiile:

$$\delta_{ZK}=\delta_{KZ}=(\delta'_{ZK}+\delta''_{ZK})=(\delta'_{KZ}+\delta''_{KZ}) \quad ; \quad \delta_{RR}=2(\delta'_{RR}+\delta''_{RR})$$

$$\delta_{ZR}=\delta_{RZ}=(\delta'_{ZR}+\delta''_{ZR})=(\delta'_{RZ}+\delta''_{RZ}) \quad ; \quad \delta_{Kn}=2(\delta'_{Kn}+\delta''_{Kn})$$

$$\delta_{KK}=2(\delta'_{KK}+\delta''_{KK}) \quad ; \quad \delta_{RN}=2(\delta'_{Rn}+\delta''_{Rn})$$

$$\delta_{KR}=\delta_{RK}=2(\delta'_{KR}+\delta''_{KR})=2(\delta'_{RK}+\delta''_{RK}); \quad \bar{\Delta}_{Kn}=\bar{\Delta}'_{Kn}+\bar{\Delta}''_{Kn}$$

$$\bar{\Delta}_{Rn}=\bar{\Delta}'_{Rn}+\bar{\Delta}''_{Rn}$$

unde

δ_{ZK}, δ_{ZR} sînt deplasările pe verticală a punctului de la chee produse de o pereche de forțe unitare, aplicate în punctele simetrice K' și K'' sau R' și R''.

δ_{KZ}, δ_{KK}, δ_{KR}, δ_{RZ}, δ_{RK}, δ_{RR} — deplasările relative ale punctelor K' și K'' sau R' și R'' produse de încărcarea $Z=1$, respectiv de două forțe simetrice aplicate în punctele K' și K'' sau R' și R'',

δ_{Kn}, δ_{Rn} — variația diametrului inelului K respectiv R, în planul arcului „n", sub acțiunea a două forțe unitare, diametral opuse,

$\bar{\Delta}_{Kn}$, $\bar{\Delta}_{Rn}$ — deplasările relative a punctelor K' și K'' respectiv R' și R'', din acțiunea încărcării exterioare, determinate fără luarea în considerare a conlucrării spațiale a arcelor,

sistemul de ecuații (1.1)—(1.4) poate fi pus sub forma:

$$\delta_{ZZ}(Z_0-Z_n)+\delta_{ZK}(K_0-K_n)+\ldots+\delta_{ZR}(R_0-R_n)+\bar{\Delta}_{Z0}-\bar{\Delta}_{Zn}=0 \quad (1.12)$$

$$Z_0+2\sum_{1}^{p-1}Z_n+Z_p=0 \quad (1.13)$$

$$\delta_{KZ}Z_n+\delta_{KK}K_n+\ldots+\delta_{KR}R_n+\bar{\Delta}_{Kn}=-\sum_{0}^{p}\delta_{Kn}K_n \quad (1.14)$$

$$\vdots$$

$$\delta_{RZ}Z_n+\delta_{RK}K_n+\ldots+\delta_{RR}R_n+\Delta_{Rn}=-\sum_{0}^{p}\delta_{Rn}R_n \quad (1.15)$$

Sistemul de ecuații (1.12)—(1.15) este scris sub formă matricială în tabelul 1.

Ținînd seama de relațiile (1.11) sistemul de ecuații (1.5)—(1.8) capătă o formă mai simplă:

$$\delta_{XX}\left(X_0-\frac{X_n}{\cos n\beta}\right)+\delta_{XM}\left(M_0-\frac{M_n}{\cos n\beta}\right)+\bar{\Delta}_{X0}-\frac{\bar{\Delta}_{Xn}}{\cos n\beta}=0 \quad (1.16)$$

BUDAPESTI MŰSZAKI EGYETEM KÖZPONTI KÖNYVTÁRA 1848

Tabelul 2

Sistemul ecuațiilor de condiție în cazul încărcării antisimetrice

X_0	X_1	·	X_n	·	X_{p-1}	M_0	M_1	·	M_n	·	M_{p-1}	$\bar{\Delta}$
δ_{XX}	$\frac{-\delta_{XX}}{\cos\beta}$					δ_{XM}	$\frac{-\delta_{XM}}{\cos\beta}$					$\bar{\Delta}_{X0}-\frac{\bar{\Delta}_{X1}}{\cos\beta}$
·		·				·		·		·		·
δ_{XX}			$\frac{-\delta_{XX}}{\cos n\beta}$			δ_{XM}			$\frac{-\delta_{XM}}{\cos n\beta}$			$\bar{\Delta}_{X0}-\frac{\bar{\Delta}_{Xn}}{\cos n\beta}$
·				·		·						·
δ_{XX}					$\frac{-\delta_{XX}}{\cos(p-1)\beta}$	δ_{XM}					$\frac{-\delta_{XM}}{\cos(p-1)\beta}$	$\bar{\Delta}_{X0}-\frac{\bar{\Delta}_{X(p-1)}}{\cos(p-1)\beta}$
1,0	$2\cos\beta$	·	$2\cos n\beta$	·	$2\cos(p-1)$	·						
δ_{MX}	$\frac{-\delta_{MX}}{\cos\beta}$					δ_{MM}	$\frac{-\delta_{MM}}{\cos\beta}$					$\bar{\Delta}_{M0}-\frac{\bar{\Delta}_{M1}}{\cos\beta}$
·		·				·		·		·		·
δ_{MX}			$\frac{-\delta_{MX}}{\cos n\beta}$			δ_{MM}			$\frac{-\delta_{MM}}{\cos n\beta}$			$\bar{\Delta}_{M0}-\frac{\bar{\Delta}_{Mn}}{\cos n\beta}$
·				·		·		·				·
δ_{MX}					$\frac{-\delta_{MX}}{\cos(p-1)\beta}$	δ_{MM}					$\frac{-\delta_{MM}}{\cos(p-1)\beta}$	$\bar{\Delta}_{M0}-\frac{\bar{\Delta}_{M(p-1)}}{\cos(p-1)\beta}$
						1,0	$2\cos\beta$	·	$2\cos n\beta$		$2\cos(p-1)\beta$	

$$X_0+2\sum_{1}^{p-1}X_n\cos n\beta=0 \tag{1.17}$$

$$\delta_{MX}\left(X_0-\frac{X_n}{\cos n\beta}\right)+\delta_{MM}\left(M_0-\frac{M_n}{\cos n\beta}\right)+\bar{\Delta}_{M0}-\frac{\bar{\Delta}_{Mn}}{\cos n\beta}=0 \tag{1.18}$$

$$M_0+2\sum_{1}^{p-1}M_n\cos n\beta=0 \tag{1.19}$$

Sistemul de ecuații (1.16)—(1.19) este scris sub formă matricială în tabelul 2.

După determinarea tuturor necunoscutelor solicitările în elementele structurii se scriu fără nici-un fel de dificultate, pe baza principiului suprapunerii efectelor.

În cazul cînd este încărcat numai arcul „O" sistemul de ecuații (1.16)—(1.19) poate fi redus la un sistem de două ecuații cu două necunoscute. Notînd, în acest caz, necunoscutele cu X' și M', se poate scrie:

$$\delta_{XX}X'_0+\delta_{XM}M'_0+\bar{\Delta}_{X0}=\frac{\delta_{XX}X'_n+\delta_{XM}M'_n}{\cos n\beta}=\delta_{XX}C_X+\delta_{XM}C_M \tag{1.16'}$$

$$X'_0+2\sum_{1}^{p-1}X'_n\cos n\beta=0 \tag{1.17'}$$

$$M'_0+2\sum_{1}^{p-1}M'_n\cos n\beta=0 \tag{1.19'}$$

$$X'_0=-2C_x\sum_{1}^{p-1}\cos^2 n\beta \qquad M'_0=-2C_M\sum_{1}^{p-1}\cos^2 n\beta$$

$$2\sum_{1}^{p-1}\cos^2 n\beta=p-1;\quad \left(p\beta=\frac{\pi}{2}\right)$$

$$C_x=-\frac{X'_0}{p-1} \qquad C_M=-\frac{M'_0}{p-1}$$

$$X'_n=C_x\cos n\beta=-\frac{X'_0}{p-1}\cos n\beta \tag{1.20}$$

$$M'_n=C_M\cos n\beta=-\frac{M'_0}{p-1}\cos n\beta \tag{1.21}$$

Astfel se obține:

$$\frac{p}{p-1}\delta_{XX}X'_0+\frac{p}{p-1}\delta_{XM}M'_0+\bar{\Delta}_{X0}=0 \tag{1.22}$$

În mod similar relația

$$\delta_{MX}X'_0+\delta_{MM}M'_0+\bar{\Delta}_{M0}=\frac{\delta_{MX}X'_n+\delta_{MM}M'_n}{\cos n\beta} \tag{1.18}$$

poate fi pusă sub forma

$$\frac{p}{p-1}\delta_{MX}X'_0+\frac{p}{p-1}\delta_{MM}M'_0+\bar{\Delta}_{M0}=0 \tag{1.23}$$

2.2. Încărcări axial simetrice

In cazul unor încărcări axial simetrice, necunoscutele antisimetrice X și M sînt nule, necunoscutele Z sînt și ele nule datorită faptului că deplasările $\bar{\Delta}_Z$ sînt egale pentru toate arcele, iar necunoscutele K respectiv R devin egale datorită simetriei axiale:

$$K_0 = K_n = K$$

$$R_0 = R_n = R$$

Valoarea acestora se determină din relațiile (1.14) ... (1.15) care se reduc la:

$$\delta_{KK}K + \ldots + \delta_{KR}R + \bar{\Delta}_{Kn} = -\sum_0^p \delta_{Kn}K \tag{2.1}$$

$$\delta_{RK}K + \ldots + \delta_{RR}R + \bar{\Delta}_{Rn} = -\sum_0^p \delta_{Rn}R \tag{2.2}$$

2.3. Încărcarea pe jumătate din cupolă

Pentru determinarea necunoscutelor în cazul unei încărcări pe jumătate din cupolă, încărcarea se descompune într-o încărcare simetrică și una asimetrică.

Încărcarea simetrică se tratează conform punctului 2.2.

Necunoscutele din încărcarea antisimetrică se determină din sistemul de ecuații (1.16) ... (1.19). Pentru a evita însă rezolvarea acestuia se poate proceda după cum urmează:

Se consideră încărcat antisimetric mai întîi numai arcul „O", caz în care necunoscutele X' și M' se determină pe baza relațiilor (1.20)...(1.23).

Se consideră apoi încărcate antisimetric toate arcele și prin suprapunerea efectelor se determină necunoscutele X și M, obținîndu-se valorile:

$$X_0 = X_0'\left(1 - \frac{2}{p-1}\sum_{j=1}^{p-1}\cos \cdot j\beta\right) \tag{3.1}$$

$$X_n = X_0'\left[1 - \frac{2}{p-1}\sum_{j=1}^{p-n-1}\cos \cdot j\beta + \frac{1}{p-1}\cos(p-n)\beta\right];\quad n = 1 \ldots p-1; \tag{3.2}$$

$$X_p = 0 \tag{3.3}$$

$$M_0 = M_0'\left(1 - \frac{2}{p-1}\sum_{j=1}^{p-1}\cos \cdot j\beta\right) \tag{3.4}$$

$$M_n = M_0'\left[1 - \frac{2}{p-1}\sum_{j=1}^{p-n-1}\cos j\beta - \frac{1}{p-1}\cos(p-n)\beta\right];\quad n = 1 \ldots p-1; \tag{3.5}$$

$$M_p = 0 \tag{3.6}$$

După determinarea necunoscutelor din cele două moduri de încărcare (simetrică și antisimetrică) solicitările pe jumătate din cupolă se obțin utilizînd principiul suprapunerii efectelor.

2.4. Acțiunea vîntului

a) În cazul cînd se admite că vîntul are un efect de sucțiune generală ($_v$=const) asupra cupolei, acțiunea vîntului constituie o încărcare axial simetrică și se tratează conform punctului 2.2.

b) În cazul cînd se ia în considerare o reparație a presiunii vîntului după relația :

$$p_v = p_0 \sin\varphi \cos\theta$$

în care p_0 are valori diferite în zona de presiune și în cea de sucțiune, încărcarea se descompune într-o încărcare simetrică și una antisimetrică.

Pentru încărcarea simetrică — avînd în vedere repartiția cosinusoidală a presiunilor după cercul paralel — se pot scrie relațiile evidente :

$$\bar{\Delta}^v_{Zn} = \bar{\Delta}^v_{Z0} \cos n\beta$$

$$\bar{\Delta}^v_{Kn} = \bar{\Delta}^v_{K0} \cos n\beta$$

$$\vdots$$

$$\bar{\Delta}^v_{Rn} = \bar{\Delta}^v_{R0} \cos n\beta$$

Cu aceste valori relațiile (1.12)...(1.15) devin

$$\delta_{ZZ}(Z_0 - Z_n) + \delta_{ZK}(K_0 - K_n) + \ldots + \delta_{ZR}(R_0 - R_n) + \bar{\Delta}_{Z0}(1 - \cos n\beta) = 0 \qquad (4.1)$$

$$Z_0 + 2\sum_{1}^{p-1} Z_n + Z_p = 0 \qquad (4.2)$$

$$\vdots$$

$$\delta_{KZ} Z_n + \delta_{KK} K_n + \ldots + \delta_{KR} R_n + \bar{\Delta}^v_{K0} \cos n\beta = -\sum_{0}^{p} \delta_{Kn} K_n \qquad (4.3)$$

$$\vdots$$

$$\delta_{RZ} Z_n + \delta_{RK} K_n + \ldots + \delta_{RR} R_n + \bar{\Delta}^v_{R0} \cos n\beta = -\sum_{0}^{p} \delta_{Rn} R_n$$

În mod similar — pentru încărcarea antisimetrică — se poate scrie :

$$\bar{\Delta}^v_{Xn} = \bar{\Delta}^v_{X0} \cos n\beta$$

$$\bar{\Delta}^v_{Mn} = \bar{\Delta}^v_{M0} \cos n\beta.$$

Cu aceste valori, relațiile (1.16)...(1.19) devin :

$$\delta_{XX}\left(X_0 - \frac{X_n}{\cos n\beta}\right) + \delta_{XM}\left(M_0 - \frac{M_n}{\cos n\beta}\right) = 0 \qquad (4.5)$$

$$X_0 + 2\sum_{1}^{p} X_n \cos n\beta = 0 \qquad (4.6)$$

$$\delta_{MX}\left(X_0-\frac{X_n}{\cos n\beta}\right)+\delta_{MM}\left(M_0-\frac{M_n}{\cos n\beta}\right)=0 \tag{4.7}$$

$$M_0+2\sum_0^p M_n\cos n\beta=0. \tag{4.8}$$

Din sistemul de ecuaţii (4.5)...(4.8) rezultă

$$X_0=X_n=0;\qquad M_0=M_n=0.$$

2.5. Efectul variaţiei de temperatură

Efectul variaţiei de temperatură reprezentînd o stare de încărcare axial simetrică, pentru calcul pot fi utilizate relaţiile (2.1)...(2.2) cu condiţia de a introduce în fiecare din acestea şi termenii de froma Δ_K^{0t} ..Δ_R^{0t} care reprezintă variaţia lungimii diametrului unui inel datorită variaţiei de temperatură. Astfel ecuaţiile (2.1.)...(2.2) devin :

$$\delta_{KK}K+\ldots+\delta_{KR}R+\overline{\Delta}_K^t+\Delta_K^{0t}=-\sum_0^p\delta_{Kn}K \tag{5.1}$$

$$\vdots$$

$$\delta_{RK}K+\ldots+\delta_{RR}R+\overline{\Delta}_R^t+\Delta_R^{0t}=-\sum_0^p\delta_{Rn}. \tag{5.2}$$

unde :

$\overline{\Delta}_K^t$ ..$\overline{\Delta}_R^t$ sînt deplasările relative a punctelor K' şi K'' respectiv R' şi R'' de pe arc, datorită efectului variaţiei de temperatură.

Δ_K^{0t}...Δ_R^{0t} — variaţia lungimii diametrului inelului în urma variaţiei de temperatură.

2.6. Acţiunea seismică

Sarcinile seismice reprezintă o stare de încărcare antisimetrică. O forţă S_0 care acţionează pe un arc oarecare „n“ se descompune într-o componentă cuprinsă în planul arcului „n“ :

$$S_n=S_0\cos n\beta$$

care solicită arcul considerat şi într-o componentă perpendiculară pe planul arcului „n“ :

$$S_t=S_0\sin n\beta$$

care este preluată de contravîntuiri.

In mod evident se pot scrie relaţiile :

$$\overline{\Delta}_{Xn}^S=\overline{\Delta}_{X0}^S\cos n\beta;\quad \overline{\Delta}_{Mn}^S=\overline{\Delta}_{M0}^S\cos n\beta.$$

Cu aceste valori relațiile (1.16) ... (1.19) devin

$$\delta_{XX}\left(X_0-\frac{X_n}{\cos n\beta}\right)+\delta_{XM}\left(M_0-\frac{M_n}{\cos n\beta}\right)=0 \tag{6.1}$$

$$X_0+2\sum_1^p X_n\cos n\beta=0 \tag{6.2}$$

$$\delta_{MX}\left(X_0-\frac{X_n}{\cos n\beta}\right)=\delta_{MM}\left(M_0-\frac{M_n}{\cos n\beta}\right)-0 \tag{6.3}$$

$$M_0+2\sum_1^p M_n\cos n\beta=0. \tag{6.4}$$

Din sistemul de ecuații (6.1) ... (6.4) rezultă

$$X_0=X_n=0\,; \qquad M_0=M_n=0.$$

Necunoscutele Z, K ... R fiind de asemeni nule, neexistînd încărcare simetrică, rezultă că în cazul acțiunii seismice, solicitările din elementele structurii nu sînt influențate de conlucrarea spațială, fiecare arc putînd fi calculat în mod independent.

3. DETERMINAREA EFORTURILOR IN INELE

Eforturile în inelele orizontale ale cupolelor cu nervuri și inele provin atît din încărcările directe transmise prin învelitoare cît și din conlucrarea spațială cu nervurile.

3.1. Eforturi din inele din încărcările directe

Pentru simplificarea calculului încărcările se descompun în componentele lor orizontale și verticale. Pentru încărcările verticale inelul se calculează ca o grindă circulară rezemată pe nervuri. La încărcări simetrice deplasările verticale a tuturor punctelor de rezemare a inelelor pe nervuri sînt aceleași astfel că se pot utiliza relațiile de calcul valabile în cazul reazemelor netașabile. Pentru încărcări nesimetrice însă, deplasările pe verticală a acestor puncte sînt diferite și calculul trebuie făcut ca pentru o grindă circulară cu reazeme tasabile.

Componentele orizontale ale încărcărilor apar în mod obișnuit numai la unele încărcări de importanță mai redusă și de obicei se neglijează.

3.2. Eforturi în inele din conlucrarea cu arcele

3.2.1. *Încărcări axial simetrice*

În cazul încărcărilor axiale simetrice, forţele radiale de legătură ale unui inel ($K \dots R$) au valori egale pentru toate nervurile.

Momentul de încovoiere într-o secţiune curentă, a unui inel oarecare K, dat de două forţe concentrate (K) diametral opuse are valoarea :

$$M = -\left(0{,}318310 - \frac{1}{2}\sin n\beta\right) K \cdot r. \qquad (7.1)$$

Generalizînd această expresie pentru „$4p$" forţe egale ce acţionează radial asupra unui inel (fig. 4) se obţine valoarea momentului încovoietor în dreptul unei forţe :

$$M = -\left(2p \cdot 0{,}318310 - \frac{1}{2}\sum_{n=1}^{2p}\sin n\beta\right) K \cdot r, \qquad (7.2)$$

respectiv la mijlocul segmentului dintre două forţe vecine :

$$M = -\left[2p \cdot 0{,}318310 - \frac{1}{2}\sum_{n=1}^{2p}\sin (n-0{,}5)\beta\right] K \cdot r, \qquad (7.3)$$

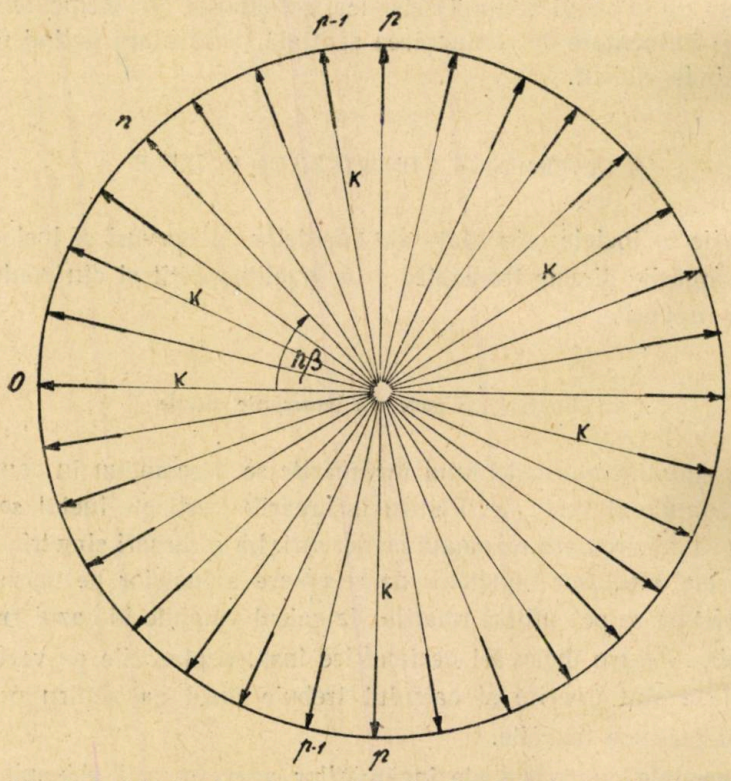


Fig. 4. Inel încărcat cu forţele de legătură radiale în cazul încărcării axial simetrice.

unde :

K — forțele de legătură radială, dintre nervuri și inel,
r — raza inelului,
n — numărul de intervale de la arcul considerat, pînă la secțiunea în care se calculează momentele încovoietoare,
p — numărul de nervuri pe un sfert de inel,
β — unghiul dintre planele a două nervuri vecine.

Forța axială pentru un inel oarecare K se obține din ecuația de proiecție pe axa „p", și în punctele de legătură cu arcele are valoarea :

$$N=\left(0{,}5+\sum_{n=1}^{p-1}\sin n\beta\right)K \tag{7.4}$$

iar în punctele de la mijlocul distanței dintre două arce vecine, valoarea :

$$N=K\sum_{n=1}^{p}\sin(n+0{,}5)\beta. \tag{7.5}$$

Din condițiile de echilibru scrise pentru sfertul de inel rezultă forțele tăietoare :

— la dreapta forțelor K ; $T=+0{,}5\,K$
— la stînga forțelor K ; $T=-0{,}5\,K$. (7.6)

La mijlocul segmentului de arc dintre două forțe vecine K, forțele tăietoare au valori nule.

3.2.2. *Încărcări nesimetrice, numai pe cîteva arce*

Cunoscînd numărul de nervuri încărcate și forțele „K_n", eforturile în inele (fig. 5) se pot determina după același principiu de mai sus.

Valoarea momentului încovoietor în dreptul unei forțe „K_n" este :

$$M_n=\sum_{i=0}^{i=n}K_i m_{n-i}+\sum_{i=n+1}^{i=p}K_i m_{i-n}+\sum_{i=1}^{i=p-1}K_i m_{n+i} \tag{7.7}$$

iar la mijlocul segmentului de arc dintre două forțe vecine este :

$$M_n=\sum_{i=0}^{i=n-1}K_i m'_{n-i}+\sum_{i=n}^{i=p}K_i m'_{i-n+1}+\sum_{i=1}^{i=p-1}K_i m'_{n-1} \tag{7.8}$$

unde :

$$m_{n-i}=\left[0{,}318310-\frac{1}{2}\sin(n-i)\beta\right]r$$

$$m_{n-i}=\left[0{,}318310-\frac{1}{2}\sin(n+i)\beta\right]r$$

$$m_{i-n} = \left[0{,}318310 - \frac{1}{2}\sin(i-n)\beta\right] r$$

$$m'_{n-i} = \left[0{,}318310 - \frac{1}{2}\sin(n-i-0{,}5)\beta\right] r.$$

Forţa axială într-o secţiune curentă în dreptul unei forţe „K" se poate stabili prin generalizarea expresiei obţinute în cazul a două forţe aşezate diametral:

$$N = \frac{1}{2} K \sin n\beta. \tag{7.9}$$

Folosind notaţiile din fig. 5, se obţine:

$$N_n = \sum_{i=0}^{i=n} K_i n_{n-i} + \sum_{i=n+1}^{i=p} K_i n_{i-n} + \sum_{i=1}^{i=p-1} K_i n_{n+1} \tag{7.10}$$

unde:

$$n_{n-i} = \frac{1}{2}\sin(n-i)\beta$$

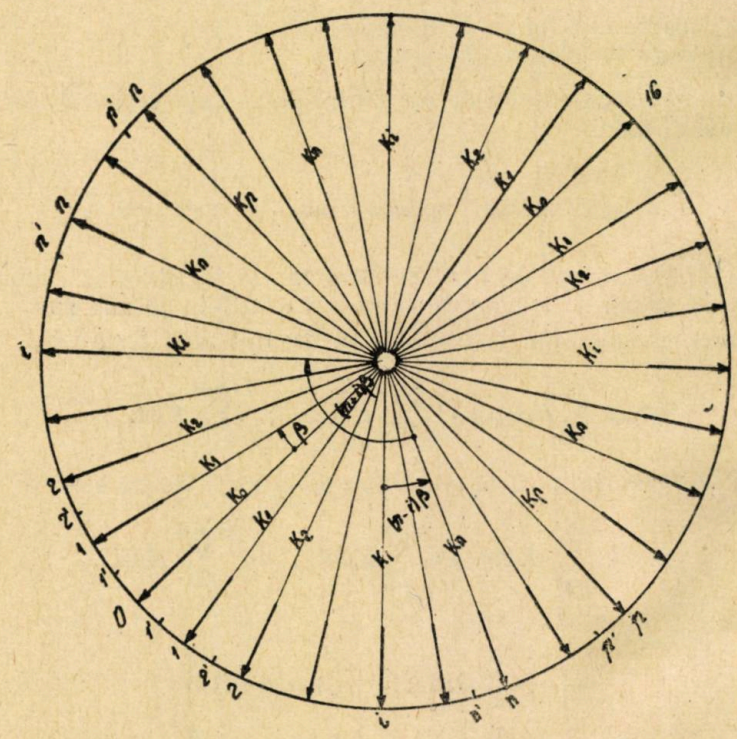


Fig. 5. Inel încărcat cu forţele de legătură radiale în cazul unei încărcări oarecare.

Forța axială la mijlocul distanței dintre două nervuri, stabilită pe același principiu are valoarea :

$$N_n = \sum_{i=0}^{i=n-1} K_i n'_{n-i} + \sum_{i=n}^{i=p} K_i n'_{i-n+1} + \sum_{i=1}^{i=p-1} K_i n'_{n+1} \qquad (7.11)$$

unde : $n'_{n-i} = \frac{1}{2} \sin (n-i-0{,}5)\beta$.

Expresia forței tăietoare se stabilește în mod similar și într-o secțiune curentă, la stînga sau la dreapta forțelor „K" și are forma :

— la stînga forțelor „K" :.

$$T_n^s = \sum_{i=0}^{i=n-1} K_i t_{n-i} - \sum_{i=n}^{i=p} K_i t_{i-n} + \sum_{i=1}^{i=p-1} K_i t_{n+i} \qquad (7.12)$$

— la dreapta forțelor „K" :

$$T_n^d = \sum_{i=0}^{i=n} K_i t_{n-i} - \sum_{i=n+1}^{i=p} K_i t_{i-n} + \sum_{i=1}^{i=p-1} K_i t_{n+i}$$

iar la mijlocul arcului dintre două forțe „g" vecine, forma :

$$T_n = \sum_{i=0}^{i=n-1} K_i t'_{n-i} - \sum_{i=n}^{i=p} K_i t'_{i-n} + \sum_{i=1}^{i=p-1} K_i t'_{i+n} \qquad (7.13)$$

unde :

$$t_{n-i} = \frac{1}{2} \cos (n-i)\beta$$

$$t_{i-n} = \frac{1}{2} \cos (i-n)\beta$$

$$t_{n+i} = \frac{1}{2} \cos (n+i)\beta$$

$$t'_{n-i} = \frac{1}{2} \cos (n-i-0{,}5)\beta.$$

4. VERIFICAREA STABILITĂȚII GENERALE

Verificarea stabilității generale a cupolelor cu nervuri și inele se poate face numai aproximativ, analizînd fenomenele de instabilitate atît în planul arcelor, cît și perpendicular pe acest plan.

4.1. Verificarea stabilității generale în planul arcelor

În planul arcelor se verifică ambele mecanisme de pierderea stabilității echilibrului prin bifurcare respectiv prin divergență.

4.1.1. *Calculul arcelor la bifurcarea echilibrului*

Considerînd în mod acoperitor un arc izolat, bifucrarea echilibrului poate avea loc sub încărcări axial simetrice. La determinarea încărcării critice trebuie neglijată deformaţia primară a arcului supus la încovoiere prin forţă axială, ceea ce poate avea ca efect o supraestimare a încărcării critice cu mai puţin de 10% din valoarea exactă. În calcul se poate introduce o valoare medie a momentului de inerţie. De imperfecţiunile inevitabile ale arcului se poate ţine seama prin racordarea calculului cu valorile tensiunii critice pentru oţelul respectiv, calculate cu coeficienţi de siguranţă ce variază cu coeficientul de subţirime.

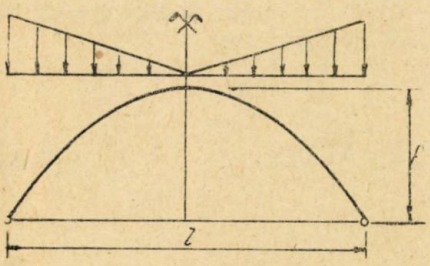


Fig. 6. Incărcarea luată în considerare la verificarea stabilităţii arcelor

Întrucît încărcarea variază aproximativ liniar în lungul arcului (fig. 6), forţa axială critică nu se poate lua din literatura de specialitate, ci trebuie determinată direct. În acest scop se poate folosi metoda Stüssi [2] de integrare numerică, care consideră efectul de ordinul doi al deplasării rezultante (prin componenta verticală şi orizontală). La o alegere judicioasă a deformaţiei antisimetrice corespunzătoare echilibrului indiferent şi o ponderare a calculului, iteraţia poate fi restrînsă la un singur pas de iterare. Se găseşte astfel formula pentru împingerea critică :

$$H_{cr} = \frac{37}{1+0{,}0716\frac{pl}{H}} \cdot \frac{EJ}{l^2} \tag{8.1}$$

unde : H este împingerea rezultată din calculul static din care poate obţine lungimea de flambaj prin identificare cu forţa critică după Euler. Se determină apoi σ_{cr} în funcţie de λ şi $N_{cr} = A\sigma_{cr}$ coeficientul de siguranţă faţă de pierderea stabilităţii prin bifurcarea echilibrului fiind :

$$c = \frac{N_{cr}}{N_{max}} \tag{8.2}$$

4.1.2. *Calculul arcelor la divergenţa echilibrului*

Calculul la divergenţă poate fi aproximat acoperitor printr-un calcul de rezistenţă de ordinul doi, limitat la domeniul deformaţiilor elastice. Prin această verificare se prinde şi acţiunea momentelor încovoietoare iniţiale ale arcului, corespunzătoare încărcării nesimetrice sau simetrice. Pentru verificarea propriuzisă se poate folosi formula

$$\sigma_{max} = \frac{\omega_{ar} N_{arc}}{A_{arc}} + \frac{M^{II} y}{I_{arc}} + \frac{M_{curb}}{W_{talpă}} \leqslant \sigma_a \tag{8.3}$$

unde momentul de ordinul doi M^{II} se calculează aproximativ $M^{II}=M^{I}+Nv$ (neglijînd acțiunea deplasărilor orizontale) iar momentul din curbura tălpilor se aproximează cu relația :

$$M_{curb}=N_{talpă}\cdot f$$

„f" fiind săgeata tălpii între două noduri succesive. În cazul cînd centrul de greutate al secțiunii este mai aproape de talpa comprimată, formula (8.3) trebuie comparată și cu varianta

$$\sigma_{max}=\frac{\omega_{arc}N_{arc}}{A_{arc}}+\frac{300+2\lambda}{1\,000}\cdot\frac{M^{II}y_{max}}{I_{arc}}+\frac{M_{curb\,inf}}{W_{talpă\,inf}}\leqslant\sigma_a\,. \qquad (8.4)$$

4.2. **Verificarea stabilității generale perpendicular pe planul arcelor**

Această formă de instabilitate poate avea loc sub încărcări axial simetrice, producîndu-se printr-o rotație a cupolei în jurul axului vertical ce trece prin cheie, semiarcele flambînd din planul lor prin încovoiere-răsucire. Verificarea exactă fiind imposibilă, se pot avea în vedere mai multe schematizări aproximative.

4.2.1. *Verificarea unui semiarc izolat de flambajul prin încovoiere-răsucire*

În mod acoperitor, semiarcul poate fi considerat articulat la ambele capete și se poate neglija rigidizarea prin inele, pane și contravîntuiri. De asemenea se pot considera M_{max} și N_{max} constante pe lungimea semiarcului. În cazul momentului de inerție variabile în lungul arcului, calculul se poate conduce ca un moment de inerție convenabil, constant. Din punct de vedere al răsucirii libere secțiunea transversală se poate considera dublu, conexă, înlocuind zăbrelirea în fețele semiarcului după [3] cu o placă continuă cu grosime echivalentă. Rigiditatea la răsucire liberă se calculează acoperitor prin însumarea rigidității tălpilor cu cea a peretului înlocuitor. Determinarea caracteristicilor sectoriale ale secțiunii transversale, corespunzătoare răsucirii împiedicate, se poate face cu datele din literatură [4], [5].

Determinarea solicitărilor critice se poate face separat pentru compresiunea centrică cu N_{max} și încovoierea pură cu M_{max}, folosind teoria lui Vlasov pentru bare curbe [6]. Deși aceste ecuații au fost stabilite în ipoteza deformațiilor elastice, ele pot fi aplicate în domeniul elastico-plastic al subțirimilor înlocuind modulul de elasticitate longitudinal E cu un modul de deformare calculat în baza variației tensiunii critice σ_{cr} și păstrînd modulul de elasticitate transversal G cu valoarea corespunzătoare deformațiilor elastice [7].

Valorile N_{cr} și M_{cr} astfel obținute se introduc în formula de interacțiune a lui Timoshenko [7] :

$$\left(\frac{cM_{max}}{M_{cr}}\right)^2+\frac{cN_{max}}{N_{cr}}=1 \qquad (8.5)$$

unde M_{max} și N_{max} rezultă din calculul static, care permite determinarea directă a coeficientului de siguranță „c".

4.2.2. *Verificarea cadrului inferior, format de două semiarce şi inelul inferior*

De rigidizarea prin inelul inferior se poate ţine seama aproximativ, considerînd un cadru dublu articulat, format de două semiarce şi inel. Cadrul rezultă de fapt trapezoidal, dacă însă se reproduce într-o schemă plană posibilitatea de deplasare după paralelul sferei, schema devine dreptunghiulară. În ambele cazuri ecuaţiile de stabilitate se pot lua din literatură [9], [10]. Stîlpii cu moment de inerţie variabil se pot înlocui cu atîlpi cu moment de inerţie convenţional, constant conform [11].

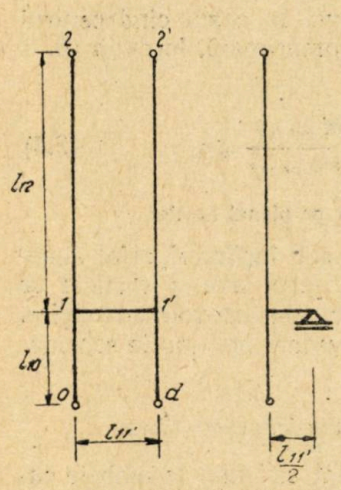


Fig. 7. Schema plană pentru verificarea stabilităţii arcelor.

4.2.3. *Verificarea cadrului întreg, format din două semiarce şi inelul inferior*

Verificarea se poate face în cele două ipoteze semnalate la punctul precedent, ecuaţia de stabilitate deducîndu-se cu metoda deplasărilor. În ipoteza deplasării pe sferă după un cerc paralel de exemplu, ecuaţia de stabilitate este (fig. 7)

$$\left[\varphi_1(\nu_{10})+\frac{i_{12}}{i_{10}}\varphi_1(\nu_{12})+\frac{i_{13}}{i_{10}}\varphi_1(\nu_{13})\right]\left[\eta_1(\nu_{10})+\frac{i_{12}}{i_{10}}\left(\frac{l_{10}}{l_{12}}\right)^2\eta_1(\nu_{12})\right]-$$

$$-\left[-\varphi_1(\nu_{10})+\frac{i_{12}}{i_{10}}\cdot\frac{l_{10}}{l_{12}}\varphi_1(\nu_{12})\right]^2=0 \qquad (8.6)$$

unde :

$$i_{ij}=\frac{EI_{ij}}{l_{ij}}\;;\quad \nu_{ij}=l_{ij}\sqrt{\frac{N_{ij}}{EI_{ij}}}\,.$$

funcţiile φ şi η_1 rezultînd de exemplu din [12].

Este evident că verificarea cea mai defavorabilă este cea a semiarcului izolat la flambajul prin încovoiere-răsucire.

BIBLIOGRAFIE

1. Streleţki N. S., *Construcţii metalice* II, ESAC, Bucureşti 1955.
2. Schleicher I., *Taschenbuch für Bauingenieure* I, Springer Berlin 1955, p. 945.
3. Wansleben I., Theorie der Drehfestigkeit von Stahlbauten Abhandlungen aus dem Stahlbau, caietul 3/1948.
4. Petre A., Atanasiu M., *Bare cu pereţi subţiri*. Ed. tehnică Bucureşti 1960.
5. Opladen K., Zur praktischen Berechnung der Querschnittswerte r_x nach DIN 4114, Der Stahlbau (1959) fasc. 2 p. 54.
6. Vlasov V. Z., *Tonkostennîe uprugie sterjni*, Moscova 1959.

7. Ciuvikin G. M., Ob ustoicivosti za predelom uprugosti vneṭentrenno sjatîh tonkostennîh sterjnei otkrîtogo profila. Issledovania po stalnîm konstrucṭiam. TNIISK nr. 13, Moscova 1962, p. 82.
8. Beadle L. S., Tall L., Basic Column Strenght. Proceedings of the ASCE, Journal of the Structural Division, vol. 86, no. ST7, iulie 1960, p. 139.
9. * * * Hütte III ediția 28, p. 171.
10. Chwalla E., Stabilität von Rechteckrahmen. Der Bauingenieur 1938 fasc. 2 p. 73.
11. * * * Buletinul de studii și cercetări INCERC—ISCAS 1960/3 p. 105.
12. Prokofiev I. P., Smirnov A. F., Statica construcțiilor III OPED CFR, 1951.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СООБРАЖЕНИЯ К СТАТИЧЕСКОМУ РАСЧЕТУ И ПРОВЕРКЕ УСТОЙЧИВОСТИ КУПОЛОВ С РЕБРАМИ И КОЛЬЦАМИ

(РЕЗЮМЕ)

Устанавливаются расчетные соотношения для определения связных сил и усилий в куполах с ребрами и кольцами, имея в виду пространственную совместною работу составных элементов, в предположении какой либо нагрузки.

Установленные соотношения описываются затем для нескольких случаев нагружения, часто встречающихся в практике.

Приводятся некоторые приблизительные формулы для проверки общей устойчивости куполов.

CONSIDÉRATION THÉORIQUES CONCERNANT LE CALCUL STATIQUE ET LA VÉRIFICATION DE LA STABILITÉ DES COUPOLES A NERVURES ET ANNEAUX

(RÉSUMÉ)

On établit les relations de calcul pour la détermination des forces de liaison et des efforts dans le cas des coupoles à nervures et anneaux, en considérant la cooperation spatiale des éléments composants, dans l'hypothèse d'un chargement quelquonque. Les relations établies sont ensuite particularisées pour quelques cas de chargement fréquemment rencontrés en practique.

En meme temps on donne des formules approximatives pour la vérification de la stabilité générale des coupoles.

Cl. F7414 F7414

BULETINUL ŞTIINŢIFIC ŞI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC
TIMIŞOARA

SERIE NOUĂ

1967 DEC 6

Tom 10 (24) Fasc. 2

IULIE — DECEMBRIE
1965

BULETINUL ŞTIINŢIFIC ŞI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC
TIMIŞOARA

SERIE NOUĂ

Tomul 10 (24) Fasc. 2

IULIE — DECEMBRIE
— 1965 —

COMITETUL DE REDACȚIE :

Prof. ing. Gh. Silas (redactor responsabil), prof. ing. C. Avram, membru corespondent al Acad. R.S.R., prof. dr. docent C. Drăgulescu, membru al Academiei R.S.R., prof. dr. docent ing. Șt. Nădășan, membru al Academiei R.S.R., prof. dr. ing. I. Anton, membru corespondent al Acad. R.S.R., prof. ing. Al. Rogoian, prof. dr. ing. T. Dordea, prof. ing. V. Gheorghiu, prof. ing. D. Mateescu și prof. dr. docent I. Nanu.

BULETINUL ȘTIINȚIFIC ȘI TEHNIC
AL
INSITUTULUI POLITEHNIC DIN TIMIȘOARA

Seria II, Tom 10 (24), Fasc. 2. Iulie-Decembrie 1965

SUMAR:

I. *MATEMATICĂ — FIZICĂ — MECANICĂ*

V. BALTAC, Asupra folosirii calculatoarelor numerice la analiza unor procese stohastice discrete 341
D. FARCAȘ, Un model matematic al unui automat neuronal cu autoadaptare 347
I. SĂLĂGEANU, Funcții logice binare și funcții logice vectoriale . 355
GH. SILAȘ, L. BRÎNDEU, H. KLEPP, Percuții aplicate unui lanț . 363

II. *CHIMIE*

D. BECHERESCU, E. IVAN, FR. MARX, Proprietăți ale soluțiilor solide în sistemul Cr_2O_3—ZrO_2 373
D. BECHERESCU, F. WINTER, F. MARX, Proprietăți fizice ale unor materiale din sistemul : Zr—Co—O, obținute prin topire în jet de plasmă 389

III. *ȘTIINȚE TEHNICE*

M. BĂNĂRESCU, T. RAICA, V. BARBU, Contribuții la studiul procesului de ardere într-un motor cu aprindere prin compresiune 297
V. BERINDEAN, Contribuții la studiul tipurilor de autoaprindere a amestecurilor omogene 407
V. BERINDEANU, Cercetări asupra arderii cu bătăi a amestecurilor omogene 419
N. BOBOESCU, GH. BOZAN, V. NEGREA, Asupra parametrilor optimi ai agentului termic la schemele cu 2 circuite din centralele nuclearo-electrice 429
N. BOBOESCU, Oportunitatea introducerii criteriului Guchman în ecuațiile transferului de căldură și substanță în medii bifazice 439
ȘT. ROSINGER, I. POP, Determinarea valorii deformațiilor mecanice remanente din straturile superficiale ale pieselor prelucrate prin așchiere, funcție de uzură pe fața de așezare a sculei 447
M. TRUȘCULESCU, Asupra forjabilității oțelurilor aliate cu 9% Ni și 4% Co, folosite la temperaturi joase 457

V. BALTAC, Asupra programării optime a calculatoarelor numerice . 471
I. BRAŞOVAN, Contribuţii la teoria transformatoarelor de curent . 477
I. KAUFMANN şi V. LÖWENFELD, Despre calculatorul electronic numeric MECIPT-2 485
V. NEGRU, Folosirea calculatoarelor analogice pentru studiul supratensiunilor, la deconectarea liniilor în gol 491
D. SANDU, V. BALTAC, V. VIŢAN, I. MUNTEANU, Memorie operativă rapidă cu ferite de capacitate redusă . . . 503
I. SUCIU, Construcţia unui generator electrostatic cu bandă rulantă de 1 000 kV 509
M. PREDA, C. BELEA, O metodă de modelare a funcţiilor de transfer raţionale 523
C. BELEA, Asupra modelării numerice a sistemelor dinamice neliniare 533
M. BÎLĂ, GH. POPA, I. DAVID, D. ARSENIE, Efectul curburii în calculul arcelor cu secţiune variabilă încărcate uniform distribuit radial 543
D. MATEESCU, M. IVAN, Influenţa formei secţiunii transversale a barelor asupra vibraţiilor proprii ale grinzilor cu zăbrele 559
B. HOROVITZ, O nouă teorie a durabilităţii curelelor trapezoidale . 565

NOTE

II. *CHIMIE*

D. BECHERESCU, R. MINGES, F. WINTER, Sistem automat pentru reglarea curentului la generatoare de plasmă . . . 579

III. *ŞTIINŢE TEHNICE*

V. BERINDEANU, Contribuţii la calculul şi proiectarea regulatoarelor centrifugale cu role 585
V. BALTAC, VERONICA SALAMON, Dispozitiv de memorare permanentă cu ferite şi elemente semiconductoare . . 591
C. CHERLER, I. BĂBUŢIA, Cercetări experimentale în legătură cu caracteristicile releelor regulatoare de tip EMT pentru autocamioane şi tractoare 599
AL. VASILIEVICI, Asupra cauzelor zgomotului magnetic al maşinilor de inducţie cu rotorul în scurt circuit . . . 607
D. MATEESCU, M. IVAN, Determinarea pulsaţiilor proprii a grinzilor cu zăbrele plane cu tălpi neparalele 615

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ БЮЛЛЕТЕНЬ
ТИМИШОРСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия II, Том 10 (24) Выпуск 2. июль—декабрь 1965.

СОДЕРЖАНИЕ

I. МАТЕМАТИКА — ФИЗИКА — МЕХАНИКА

В. БАЛТАҚ, Об использовании цифровых вычислительных машин при анализе некоторых дискретных случайных процессов . . 341
Д. ФАРҚАШ, Математическая модель смообучающего нейроного автомата 347
И. СЭЛЭҢЕАНУ, Логические бинарные и логические векториальные функции 355
Г. СИЛАШ, Л. БРЫНДЭУ, Х. КЛЕПП, Ударные импульсы прилагаєние цепи 363

II. ХИМИЯ

Д. БЕКЕРЕСКУ, Е. ИВАН, ФР. МАРКС, Свойства твердых растворов в системы Cr_2O_3—ZrO_2 373
Д. БЕКЕРЕСКУ, Ф. ВИНТЕР, ФР. МАРКС, Физические свойства некоторых материалов системы Zr—Co—O полученных путем расплавки в плазменной струе 389

III. ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

М. БЭНЭРЕСКУ Т. РАЙКА, В. БАРБУ, К исследованию процесса горения в двигателе с зажиганием при сжатии 397
В. БЕРИНДЯН, К исследованию типов самовоспламение однородных смесей 407
Н. БОБОЕСКУ, Г. БОЗАН, В. НЕГРЕА, К. выбору оптимальных параметров термического реагента для схем с двумя цепями электро-ядерных станций 429
Н. БОБОЕСКУ , Целесообразность введению критерия Гухмана в уравнения теплопередачи и переноса вещества в двухфазных средах 439
Ш. РОЗИНГЕР, И. ПОП, Определение остаточных механических деформаций в поверхностных слоях деталей обработанных резанием, в зависимости от износа зданей поверхности инструмента 447
М. ТРУШҚУЛЕСКУ, О ковкости легированных сталей с 9% Ni и 4% Co использованных при низких температурах 457
В. БАЛТАҚ, Об оптимальном программировании цифровых вычислительных машин 471

И. БРАШОВАН, К теории трансформаторов тока. 477
И. КАУФМАН, В. ЛЕВЕНФЕЛЬД, Об электронной вычислительной машине МЕСІРТ-2 485
В. НЕГРУ, Применение аналоговых вычислительных машин для исследования перенапряжений при отключении холостых линий . 491
Д. САНДУ, В. БАЛТАК, В. ВИЧАН, И. МУНТЯНУ. Малое ферритовое быстродействующее запоминающее устройство 503
И. СУЧЮ, Постройка электростатического генератора с ленточным транспортёром в 1000 кв 509
М. ПРЕДА, Ч. БЕЛЯ, Метод моделирования рациональных передаточных функций 523
Ч. БЕЛЯ, О цифровом моделировании динамических нелинейных систем 533
М. БЫЛЭ, Г. ПОПА, И. ДАВИД, Д. АРСЕНИЕ, Эффект кривизны при расчете дуг переменного сечения с равномерно и радиально распределенной нагрузкой 543
Д. МАТЕЕСКУ, М. ИВАН, Определение собственных пульсаций балок с плоскими решетками с непараллельными подбалочными брусьями 559
В. ХОРОВИЦ, Новая теория прочности клиноввх ремней 565

ЗАМЕТКИ

II. ХИМИЯ

Д. БЕКЕРЕСКУ, Р. МИНГЕС, Ф. ВИНТЕР, Автоматическая система для регулирования тока в генераторах плазмы . . . 579

III. ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

В. БЕРИНДЯНУ, К расчету и проектированию центробежных регуляторов с роликами 585
В. БАЛТАК, В. САЛОМОН, Постоянное запоминающее устройство с ферритами и полупроводниками 591
К. КЕРЛЕР, И. БАБУЦИА, Экспериментальные исследования в связи с характеристиками автотракторных регулировачных реле типа ЕМТ 599
АЛ. ВАСИЛИЕВИЧ, В связи с причинами возникновения магнитного шума в индуктивных машинах с короткозамкнутым ротором . 607
Д. МАТЕЕСКУ, М. ИВАН, Влияние формы поперечнего сечения стержней на собственные вирбрации балок с плоскими решетками 615

BULLETIN SCIENTIFIQUE ET TECHNIQUE
DE
L'INSTITUT POLYTECHNIQUE DE TIMIŞOARA

II Série, tome 10 (24), Fascicole 2 Juillet-Décembre 1965

SOMMAIRE

I. *MATHÉMATIQUE-PHYSIQUE-MÉCANIQUE*

V. BALTAC, Sur l'utilisation des calculatrices numeriques pour l'analyes des processus alcatoires discrets 341
D. FARCAS, A mathematical model of a neuronal automaton . . 347
I. SĂLĂGEAN, Fonctions logiques binaires et fonctions logiques vectorielles 355
GH. SILAS, L. BRÎNDEU, H. KLEPP, Die Wirkung von Stossimpulse auf eine Kette 363

II. *CHIMIE*

D. BECHERESCU, E. IVAN, FR. MARX, Proprietés des coulées dans la systhème Cr_2C_3—ZrO_2 373
D. BECHERESCU, F. WINTER, F. MARX, Propriétés physiques de certains matériaux du systhème Zr—Co—O, obtenues par fusion en jet de plasma 389

III. *SCIENCES TECHNIQUES*

M. BĂNĂRESCU, T. RAICA, V. BARBU, Beitrage zum Studium des verbrennungs-vorganges in einem Diesel Motor . 397
V. BERINDEAN, Contributions a l"étude des types des autoallumages des mélanges homogènes 407
V. BERINDEAN, Recherches sur la combustion à cognement des mélanges homogènes 419
N. BOBOESCU, GH. BOZAN, V. NEGREA, Über die Wahl der günstingsten Parameter der thermischen Agenten bei den Skemen mit zwei Kreisläufen im den atomo-elektrischen Zentralen 429
N. BOBOESCU, Die Opportunität der Einführung des Guchman-Kriteriums, in die gleichungen des Wärme und Stoffüberganges in zweifasischen Medien 439
ST. ROSINGER, I. PCP, Die Bestimmung des Wartes bleibender mechanischer Deformationen an der oberfläche zerspanter Werkstücke, als Funktion vom Verschleiss der Ansatzfläche bei spanabhebenden Werkzeugen . . 447
M. TRUŞCULESCU, Sur la forgeab'lité des aciers à 9% Ni et 4% Co, utilisés aux basses températures 457

V. BALTAC, Sur la programmations optimale des calculatrices numériques 471
I. BRAŞOVAN, Beitrag zur Theorie der Stromwandlern . . . 477
I. KAUFMANN, V. LÖWENFELD, Über des elektrischen Zifferrechner MECIPT-2. 485
V. NEGRU, Die Verwendung von analogrechnern zur Bestimmung von Überspannungen bei Leerabschaltungen von Leitungen 491
D. SANDU, V. BALTAC, V. VIŢAN, I. MUNTEANU, Memoire operative rapide a ferrites avec une capacité reduite . . 503
I. SUCIU, Der Bau eines elekrostatischen Generators von 1 000 KV mit laufendem Band 509
M. PREDA, C. BELEA, Une méthode de modeler des fonctions de transfert rationnelles 523
C. BELEA, Le modelage numérique des systhème dynamiques nonlinéaires 533
M. BÎLĂ, GH. POPA, I. DAVID, D. ARSENIE, De l'effet de la courbure dans le calcul de l'arc a section variable, uniformement chargé au direction du rayon 543
D. MATEESCU, M. IVAN, Influence de la forme de la section transversale des barres sur les vibrations propres des pontres en treillis plans 553
B. HOROWITZ, Neue Gesichtspunkte zur Zeitfestigkeit der Gummi-Keilriemen 565

NOTE

II. *ÇHIMIE*

D. BECHERESCU, R. MINGES, F. WINTER, Vorrichtung zur selbstständigen Regelung der Stromstärke an Plasmabrennern . 579

III. *SCIENCES TECHNIQUES*

V. BERINDEAN, Beitrag zur Berechnung und zum Entwurf der zentrifugalen Regler mit Rollengegengewichten . . . 585
V. BALTAC, V. SALOMON, Memoire fixe a ferrites et elements semiconducteurs 591
C. CHERLER, I. BĂBUŢIA, Experimentälle Untersuchungen in Verbindung mit den Kennlinien von autound Zugmaschinenrelais Type E.M.T. 599
A. VASILIEVICI, Über die Grunde der magnetischen Geräusche der Induktionsmachinen mit Kurzschlusslaufer . . . 607
D. MATEESCU, M. IVAN, Determination des pulsations propres des poutres a traillis plans a semelles non paralleles . . 615

ASUPRA FOLOSIRII CALCULATOARELOR NUMERICE LA ANALIZA UNOR PROCESE STOHASTICE DISCRETE *

DE

V. BALTAC

Construirea unor calculatoare electronice numerice foarte rapide și cu mare capacitate de memorare a făcut actuală folosirea pentru rezolvarea unor clase de probleme, a metodelor statistice. Modelele statistice (metoda Monte-Carlo, de exemplu) se folosesc cu succes pentru rezolvarea ecuațiilor diferențiale cu derivate parțiale. S-au alcătuit modele statistice pentru inversarea matricilor, găsirea valorilor proprii etc. Pentru aplicarea acestor metode sînt necesare șiruri de numere aleatoare, care se generează sau prin folosirea unor surse naturale (radioactivitatea, zgomotul unui tub electronic) sau însuși calculatorul electronic, în care caz se numesc pseudoaleatoare. Aleatorismul acestor numere, încadrarea lor în distribuția necesară, este o condiție primordială pentru eficacitatea metodelor statistice.

Existența mai multor tipuri de procese aleatoare, însoțită de lipsa unor criterii ferme de aleatorism a dus la apariția a diverse metode de verificare a aleatorismului, cele mai uzuale fiind verificarea funcției de probabilitate și a abaterii medii.

Insuficiența acestor criterii ne-au condus la aplicarea la aceste șiruri a noțiunii de autocorelație.

Fie deci o variabilă aleatoare discretă definită pe mulțimea numerelor naturale [1].

$$X\left(f_{(x)}^{x}\right) \tag{1}$$

$$x=0,\ 1,\ 2,\ \ldots,\ n$$

iar funcția de probabilitate, are aspectul unei distribuții discrete uniforme,

$$f(x)=\frac{1}{n+1} \tag{2}$$

---

* Prezentată la sesiunea „Realizări în domeniul automatizărilor și a calculatoarelor electronice", I.P.T., 23—24 oct. 1965.

fiecare valoare X avînd probabilitate egală de apariție. Deci s-ar putea scrie (1) sub forma :

$$X\begin{pmatrix} 0, 1, 2, \ldots\ldots\ldots, n \\ \frac{1}{n+1}, \frac{1}{n+1}, \frac{1}{n+1} \ldots, \frac{1}{n+1} \end{pmatrix}. \tag{3}$$

Pentru o funcție aleatoare continuă $X(x)$ se definește funcția de autocorelație ca :

$$\varphi(\tau) = \frac{1}{\Delta x} \int_{x_0}^{x_0+\Delta x} X(x) X(x+\tau)\, dx \tag{4}$$

Δx fiind un interval oarecare în domeniul de existență al lui X. Funcția de autocorelație este o funcție pară și din reprezentarea ei grafică se pot trage concluzii ce ne pot interesa [2].

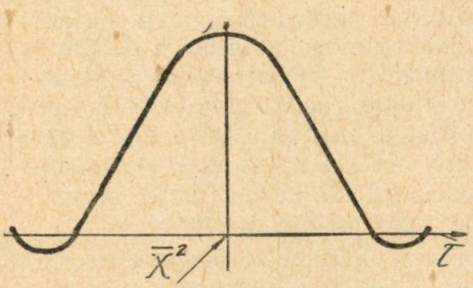


Fig. 1.

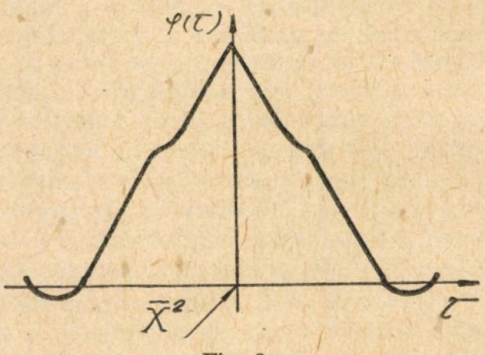


Fig. 2.

O funcție $X(x)$ pur aleatoare are autocorelația cu aspectul din fig. 1 sau fig. 2. Predictibilitatea funcției $X(x)$ este legată de continuitatea derivatei în origine a funcției de autocorelație și anume :

— dacă există această continuitate funcția aleatoare este previzibilă în intervalul Δx (fig. 1) și

— dacă nu există continuitate, funcția nu este previzibilă (fig. 2). Pentru variabile discrete înlocuim expresia (4) cu

$$\varphi(\tau) = \frac{1}{\Delta x} \sum_{i=0}^{N-1} X(x) X(x-\tau) \frac{\Delta x}{N} = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^{N-1} X(x) X(x+\tau) \tag{5}$$

$$\tau = 0, 1, 2, \ldots$$

notînd prin N numărul de valori pe care le ia variabila în domeniul în care calculăm funcția de autocorelație.

Pentru variabila din relația (1) rezultă :

1) Dacă $\tau=0$ autocorelația are ca valoare cea mai probabilă pătratul mediei de ordinul întîi a variabilei X.

2) Dacă $\tau\geqslant 1$ autocorelația are valoarea cei mai probabilă pătratul mediei de ordinul întîi a variabilei X.

Reamintim formula mediei de ordinul r :

$$\overline{X}_r=\sqrt[r]{\sum_{i=0}^{n} X_i^r f(x_i)} \tag{6}$$

Dacă variabila nu este aleatoare, din histograma funcției de autocorelație, pot reieși indici asupra naturii dependenței.

Din formula mediilor rezultă :

$$\overline{X}_1=\sqrt[1]{\sum_{i=0}^{n} X_i^1 \frac{1}{n+1}}=\frac{1}{n+1}\cdot\sum_{i=0}^{n} i=\frac{n}{2} \tag{7}$$

$$\overline{X}_2=\sqrt[2]{\sum_{i=0}^{n} X_i^2 \frac{1}{n+1}}=\sqrt{\frac{1}{n+1}\,\frac{n(n+1)(2n+1)}{1\cdot 2\cdot 3}}=\sqrt{\frac{n(2n+1)}{6}} \tag{8}$$

iar abaterea medie pătratică

$$\sigma=\sqrt{\overline{X}_2-\overline{X}_1^2}=\sqrt{\frac{n(n+2)}{12}}. \tag{9}$$

Relațiile (7), (8), (9) se pot folosi la calcularea dispersiei valorilor obținute prin autocorelație. Deoarece dispersia mediei aritmetice a N variabile aleatoare cu aceeași valoare medie și aceeași dispersie este de N mai mică decît dispersia uneia din variabile rezultă, pentru cele două cazuri valorile :

$$\sigma_{\tau\neq 0}=\frac{\sigma^2}{\sqrt{N}}=\frac{n(n+2)}{12\sqrt{N}} \tag{10}$$

$$\sigma_{\tau=0}=\sqrt{\overline{X}_4-\overline{X}_{-2}^2}\cdot\frac{1}{\sqrt{N}}=\sqrt{\frac{n(2n+1)(n+2)(n-1)}{10\,N}}. \tag{11}$$

În cazul particular $n=31$ care corespunde numerelor întregi ce pot fi reprezentate pe un rînd al unei benzi de hîrtie cu 5 canale, rezultă :

$$\tau=0 \quad M=\overline{X}_2^2=325{,}5$$

$$\tau\neq 0 \quad M=\overline{X}_1^2\cong 240.$$

Pentru cazul $N=1\,000$ rezultă abaterile medii pătratice :

$$\tau=0 \quad \sigma\cong 2{,}7$$

$$\tau\neq 0 \quad \sigma\cong 13{,}8.$$

Calcularea expresiilor $\varphi(\tau)$ nu poate fi făcută nici manual, nici cu un calculator lent. S-au făcut experienţe pe calculatorul electronic ELLIOTT-803 B. Numerele aleatoare studiate au dus la rezultatele din tabelul 1, care confirmă consideraţiile prezentate.

Tabelul 1

τ	$\varphi(\tau)$	τ	$\varphi(\tau)$	τ	$\varphi(\tau)$	τ	$\varphi(\tau)$
0	324	6	245	20	244	80	248
1	240	7	244	30	247	90	239
2	245	8	241	40	252	100	242
3	246	9	246	50	243	110	248
4	247	10	247	60	242	140	246
5	242			70	250		

Necesitatea de a folosi un calculator rapid şi cu mare capacitate de memorare rezultă din numărul foarte mare de operaţii necesare de a fi executate şi din numărul mare de date care trebuie iniţial introduse în memorie. Alegerea unui N prea mic poate falsifica rezultatele, iar un N prea mare presupune folosirea unor calculatoare mult mai rapide.

Principiile programului pentru analiza numerelor aleatoare prin metoda autocorelaţiei au fost următoarele :

1) Se analizează blocuri de cîte N numere care se întroduc în memoria calculatorului la adrese succesive. Numărul k de blocuri care vor fi analizate se indică de programator într-o celulă a memoriei.

2) Se calculează $\varphi(\tau)$ pentru valori ale lui τ cuprinse în intervalul (τ_0, τ_f) cu pasul $\Delta\tau$. Valorile τ_0, $\Delta\tau_m = \frac{\tau_f - \tau_0}{\Delta\tau}$ se citesc de pe bandă înainte de începerea calculelor pentru lotul respectiv. Inexistenţa benzii de date duce la oprirea calculatorului.

3) Valoarea lui τ_f trebuie să fie mult inferioară lui N.

4) Pentru a micşora eroarea sistematică introdusă de faptul că şirul nu este infinit şi pentru a putea efectua toate operaţiile $X(x)$ $X(x+\tau)$ se introduc în memorie $N+N'$ numere, unde $N' > \tau_f$.

5) Se tipăresc rezultatele sub forma tabelului 1, pentru mai simplă reprezentare a histogramei.

6) Programul este universal, toate mărimile notate cu litere mai sus la punctele 1—5, trebuie să fie indicate pe bandă înainte de începerea calculelor.

Schema logică a programului se prezintă în fig. 3. Contorul A este astfel realizat încît atunci cînd se ajunge la el calculatorul se opreşte. La o manevră de pupitru corespunzătoare el porneşte din poziţia A_i indicată în prealabil de program.

Programul a fost verificat pentru diverse șiruri de numere perforate pe bandă. Chiar pentru o bandă care conținea un program oarecare de lucru al calculatorului, la care nu se poate scrie o lege bine definită de dependență, $\varphi(\tau)$ a avut o variație foarte depărtată de aspectul din fig. 1 și 2.

Pentru o bandă perforată cu o constantă am obținut pătratul constantei.

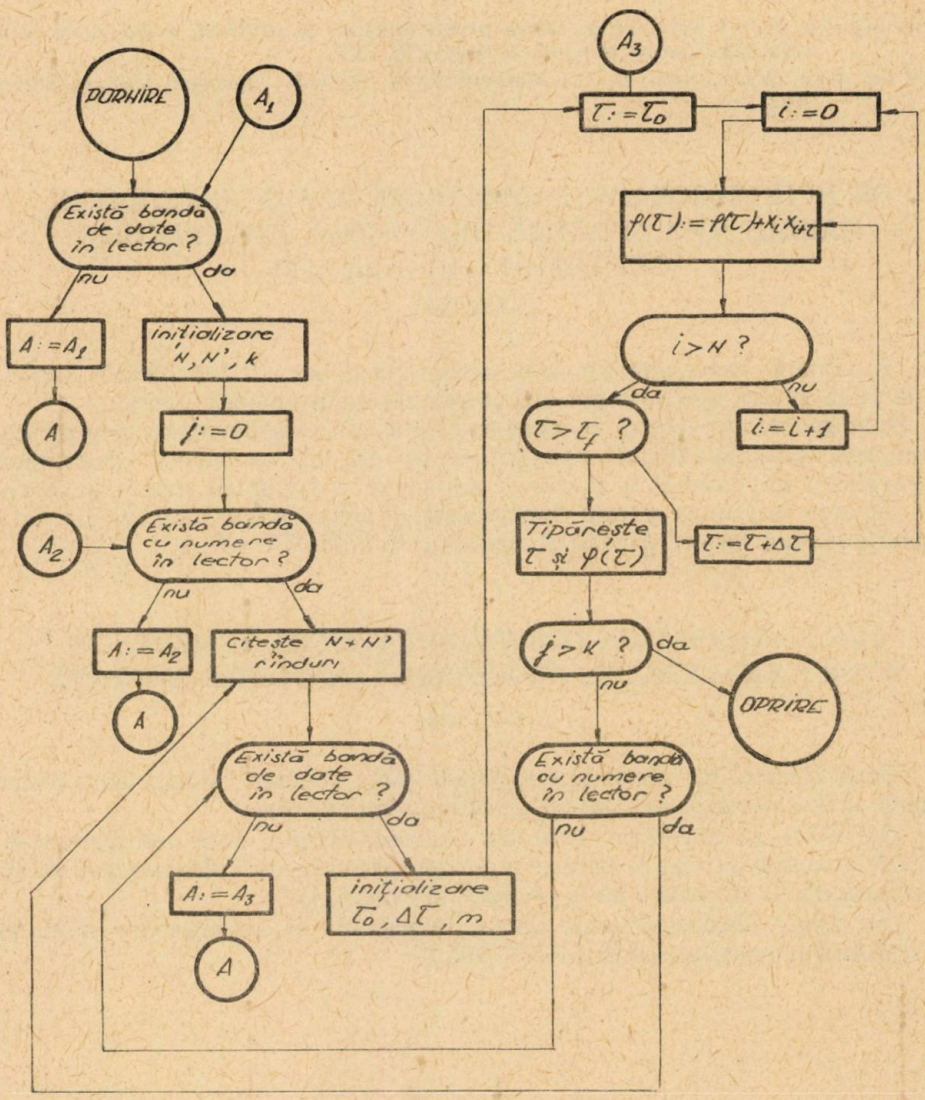


Fig. 3.

Criteriul de aleatorism propus, poate înlocui cu succes alte teste care se fac, fiind o verificare capabilă să detecteze nu numai prezența nealeatorismului ci chiar și felul funcției perturbatoare sau de dependență după forma curbei de autocorelație. Dispersia mărimilor $\varphi(0)$ și $\varphi(\tau \neq 0)$ poate fi verificată cu ajutorul funcției integrale a lui Laplace $\Phi(a\sigma)$.

BIBLIOGRAFIE

1. Mihăilă N., *Introducere în teoria probabilităților și statistică matematică*, Editura didactică și pedagogică, București, 1965.
2. Van der Waerden, B. L., *Mathematische Statistik*, Springer Verlag, Berlin, 1957.

ОБ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ЦИФРОВЫХ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ МАШИН ПРИ АНАЛИЗЕ НЕКОТОРЫХ ДИСКРЕТНЫХ СЛУЧАЙНЫХ ПРОЦЕССОВ

(РЕЗЮМЕ)

В данной статье описывается метод для проверки случайного характера ряда чисел, при помощи цифровых вычислительных машин.

Описывается критерий основанный на взаимосоотношении, для рядов, критерий представляющий преимущества, так как указывает отсутствие случайного характера, а также и характер возможной периодичности.

Дается логичная схема программы и полученные результаты, при использовании вычислительной машины ЕЛЛИОТТ-803 Б.

SUR L'UTILISATION DES CALCULATRICES NUMERIQUES POUR L'ANALYSE DES PROCESSUS ALEATOIRES DISCRETS

(RÉSUMÉ)

Dans l'article on décrit une méthode pour vérifier l'aléatorisme d'une séquence des numéros avec des calculatrices numériques.

On décrit un critérium, basé sur l'autocorellation, pour ces séquences, qui est avantageux, car il permit montrer l'absence de l'aléatorisme, et en plus indiquer le caractère de la périodicité éventuelle.

On donne l'ordinogramme de la programme et les résultats obtenus en utilisant la calculatrice ELLIOTT-803 B.

UN MODEL MATEMATIC AL UNUI AUTOMAT NEURONAL CU AUTOADAPTARE *

DE

D. FARCAȘ

La modelele de neuroni existente în literatură se fac de obicei două abstractizări : funcționarea discretă și reducerea numărului de stări la două : excitat (1) și neexcitat (0) [1], [2], [3], [4], [5]. Comportarea neuronului real este mult mai complexă [6], [7] și cele două abstractizări, fiecare justificată în anumite situații [8], sînt incompatibile între ele. Pe de altă parte încercările de modelare a unor neuroni analogici [9] nu au fost duse pînă la construirea unor automate. Experiențele efectuate la Centrul de calcul al Institutului politehnic Timișoara cu modelul matematic al *sistemului nervos* al unui automat neuronal, au pornit de la ideea înlăturării, cel puțin în parte a acestor neajunsuri.

Un model de *neuron* (notat cu N_i) posedă un parametru de stare nebinar numit nivel de excitație :

$$e_i(t)=\sum_{j=1}^{n} e_j(t-1)\cdot w_{ji}(t-1)+e_i'(t)\,;\quad (i=1,\ 2,\ \ldots,\ n) \tag{1}$$

care se socotește zero dacă nu depășește un prag constant, fiind mărginit de asemenea și superior. Sinapsele neuronului N_i posedă *ponderi sinaptice* pozitive :

$$w_{ij}(t)=w_{ij}(t-1)\cdot\theta+be_i(t)+ce_j(t)\,;\quad (i=1,\ 2,\ \ldots,\ n)\quad (j=1,\ 2,\ \ldots,\ n) \tag{2}$$

de asemenea mărginite superior.

În (1) și (2), $e_i'(t)$ reprezintă excitația primită de neuronul N_i din afara rețelei, iar b, c și θ sînt constante pozitive, $0<\theta<1$, în cazul cînd $w_{ij}(t-1)\neq 0$ sau sînt egale cu 0 dacă $w_{ij}(t-1)=0$.

La modelarea rețelei de neuroni s-au mai folosit cinci principii :

---

* Lucrare prezentată la sesiunea de comunicări tehnico-științifice „Realizări în domeniul automatizărilor și calculatoarelor electronice". Timișoara 24—25 oct. 1965.

I. PRINCIPIUL HOMEOSTAZEI TONUSULUI

Tonusul rețelei de neuroni :

$$T(t)=\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} e_i(t) \tag{3}$$

este menținut într-un interval optim cu ajutorul unei reacții inverse negative.

Definim *excitația* respectiv *inhibiția* aplicată pe un neuron, un număr care se adună respectiv se scade la nivelul de excitație al acelui neuron la un moment dat.

Pentru a menține tonusul într-un interval optim, presupunem că automatul dispune de două dispozitive (sau structuri) notate S_1 și S_2. Dispozitivul S_1 aplică pe neuronii rețelei în mod uniform o excitație $E_1(t)$ dacă $T(t-\tau)<T_1$, iar dispozitivul S_2 aplică în mod uniform pe neuronii rețelei o inhibiție $E_2(t)$ dacă $T(t-\tau)>T_2$. Valorile mărimilor E_2 și E_1 (considerate pozitive) sînt funcție directă de diferența dintre tonus și constantele date T_1 respectiv T_2.

II. PRINCIPIUL AFERENȚEI OBLIGATORII

Considerînd rețeaua ca o mulțime M a neuronilor N_i, delimităm o submulțime $M_r \subset M$, elementele căreia se numesc *neuroni receptori.* La fiecare pas, fiecare neuron receptor primește o excitație specifică $e_i''(t)$ pozitivă sau zero.

Numim *configurația excitațiilor de intrare* mulțimea tuturor excitațiilor specifice aplicate la un moment dat neuronilor receptori :

$$I(t)=\{e''_{i_1}(t),\ e''_{i_2}(t),\ \ldots,\ e''_{i_p}(t)\}. \tag{4}$$

Notînd cu $\mathcal{J}$ mulțimea tuturor configurațiilor de excitații de intrare și cu $\mathcal{R}$ mulțimea tuturor configurațiilor de stimulenți externi $R(t)$ capabili de a fi recepționali de automat, între configurațiile de excitații de intrare $I_s \in \mathcal{J}$ și configurațiile de stimulenți externi $R_s \in \mathcal{R}$ există o corespondență biunivocă.

III. PRINCIPIUL INERVAȚIEI RECIPROCE A EFECTORILOR

Automatul are la dispoziție m organe efectoare O_k ; $(k=1, 2, \ldots, m)$ care pot executa mișcări în două sensuri (de tip flexor și de tip extensor).

Starea fiecărui organ efector este descrisă de o mărime $A_k(t)$, numită acțiunea organului efector O_k. Pentru $A_k(t)>0$ vom avea o mișcare a organului efector într-un sens, pentru $A_k(t)<0$ o mișcare a organului efector în celălalt sens, iar pentru $A_k(t)=0$ nici o mișcare, sau *acțiunea nulă* a organului efector.

Delimităm o submulțime de neuroni $M_e \subset M$ și vom numi elementele acestei submulțimi neuroni efectori. O parte din acești neuroni acționează asupra organului efector O_k, împărțindu-se la rîndul lor în două categorii, cu acțiune anatagonistă (de tip flexor și de tip extensor). Vom spune că acești neuroni formează mulțimile $M_{ek} \subset M_e$ respectiv $\overline{M}_{ek} \subset M_e$. Vom nota

$$e_i(t) = \begin{cases} a_{ki}(t) & \text{dacă} \quad N_i \in M_{ek} \\ \bar{a}_{ki}(t) & \text{dacă} \quad N_i \in \overline{M}_{ek} \end{cases} \tag{5}$$

și vom numai $a_{ki}(t)$ și $\bar{a}_{ki}(t)$ *elemente de acțiune* de tip flexor respectiv de tip extensor în direcția organului O_k. Se mai notează :

$$a_k(t) = \sum a_{ki}(t); \quad \bar{a}_k(t) = \sum \bar{a}_{ki}(t) \tag{6}$$

unde însumarea s-a făcut asupra tuturor neuronilor mulțimii M_{ek} respectiv $\overline{M}_{ek}$.

Acțiunea $A_k(t)$ este o funcție de sumele elementelor de acțiune respective

$$A_k(t) = f(a_k(t), \bar{a}_k(t)). \tag{7}$$

Pentru această funcție în modelul nostru s-a folosit relația :

$$f(a_k(t), \bar{a}_k(t)) = \begin{cases} 0 & \text{dacă} \begin{cases} a_k(t) < a_{min} \\ \bar{a}_k(t) < a_{min} \end{cases} \text{și} \\ \log \dfrac{a_k(t)+a}{a_k(\cdot)+a} & \text{în celelalte cazuri} \end{cases} \tag{8}$$

unde a și a_{min} sînt constante date. Deci, notînd cu $\mathcal{A}_k$ mulțimea tuturor acțiunilor organului efector O_k, pentru o anumită configurație a elementelor de acțiune în direcția lui O_k corespunde în mod univoc o acțiune $A_k^{(s)}(t) \in \mathcal{A}_k$. Configurația elementelor de acțiune este determinată de excitarea unor anumite puncte ale rețelei. Dacă aplicăm simultan atît excitațiile care au dus la acțiunea $A_k^{(s)}(t)$ cît și cele care au dus la acțiunea $A^{(r)}(t)$ se obține în general o însumare, la nivelul fiecărui neuron, a celor două configurații a elementelor de acțiune, ceea ce determină o nouă acțiune pe care, prin definiție, o numim suma celor două acțiuni a organului efector O_k.

$$A_k^{(s)}(t) + A_k^{(r)}(t) = f(a_{k_1}^{(s)}(t) + a_k^{(r)}(t), \quad \bar{a}_\kappa^{(s)}(t) + \bar{a}_k^{(r)}(t)) \tag{9}$$

Dacă

$$a_k^{(s)}(t) + a_k^{(r)}(t) = \bar{a}_k^{(s)}(t) + \bar{a}_k^{(r)}(t) \tag{10}$$

atunci, suma celor două acțiuni este nulă. În acest caz acțiunile $A_k^{(s)}(t)$ și $A_k^{(r)}(t)$ se numesc *acțiuni complementare* ale organului efector O_k, ceea ce vom scrie în felul următor :

$$A_k^{(r)}(t)=\tilde{A}_k^{(s)}(t) \quad \text{și} \quad A_k^{(s)}(t)=\tilde{A}_k^{(r)}(t). \tag{11}$$

Acțiunea complementară a acțiunii unui organ efector, evident, nu este unic determinată.

Acțiunea întregului automat la un moment dat poate fi privită ca mulțimea acțiunilor organelor sale efectoare la momentul respectiv :

$$A(t)=\{A_1(t),\ A_2(t),\ \ldots,\ A_m(t)\}. \tag{12}$$

Mulțimea tuturor acțiunilor automatului o notăm $\mathcal{A}$.

IV. PRINCIPIUL SANCȚIONĂRII NESPECIFICE

Activitatea automatului este orientată spre atingerea anumitor țeluri. Pentru aceasta la fiecare configurație a stimulenților externi automatul ar trebui să răspundă printr-o acțiune adecvată. Presupunem că putem descrie această corespondență printr-o funcție :

$$A^{(p)}(t)=\Phi(R_s) \tag{13}$$

numită funcție optimă, sau folosind principiul II

$$A^{(p)}(t)=F(I_s). \tag{14}$$

În general, la un moment dat t_0, automatul nu va da răspunsurile optime la configurația excitațiilor de intrare. Reacțiile sale reale vor putea fi descrise printr-o funcție :

$$A^{(q)}(t)=F'(I_s;\ t_0). \tag{15}$$

Numim *eroare* diferența dintre acțiunea optimă și cea reală, calculată la nivelul fiecărui organ efector :

$$\Delta(I_s;\ t_0)=F(I_s)-F'(I_s;\ t_0). \tag{16}$$

Presupunem că în sistemul nervos al automatului există un dispozitiv S_3 care aplică în mod uniform pe neuronii rețelei excitația $E_3(t)$, cu atît mai mare cu cît este mai mică o normă convenabil aleasă pentru eroarea care a apărut în urma executării celei mai recente acțiuni a automatului. Aplicarea acestei excitații are ca efect final mărirea tonusului rețelei.

De asemenea presupunem că există un dispozitiv S_4 care aplică în mod uniform pe neuronii rețelei inhibiția $E_4(t)$, cu atît mai mare cu cît eroarea este mai mare, avînd ca efect scăderea tonusului în rețea.

Funcţiile care dau corespondenţa între mulţimea erorilor şi cele ale lui $E_3(t)$ şi $E_4(t)$ pot fi desigur foarte complicate şi ele corespund la animalele vii cu legături nervoase înnăscute, care dirijează animalul către atingerea ţelurilor fundamentale ale existenţei sale.

V. PRINCIPIUL ACŢIUNILOR ÎNTÎMPLĂTOARE

Cu cît sumele elementelor de acţiune $a_k(t)$ şi $\bar{a}_k(t)$ au o valoare mai mică cu atît acţiunea $A_k(t)$ se zice că are o labilitate mai mare, adică o perturbare întîmplătoare $e_i'''(t)$ provenită dintr-o altă regiune a sistemului nervos îi poate produce o modificare mai mare. Bombardamentul cu excitaţii întîmplătoare perturbatoare este permanent, însă el duce la o modificare esenţială a acţiunilor doar în cazul unei labilităţi crescute în zona care determină acţiunea respectivă, consecinţă deobicei a scăderii tonusului în zona considerată. Se poate vorbi deci despre acţiuni întîmplătoare ca o consecinţă a scăderii tonusului reţelei.

În concluzie expresia lui $e_i'(t)$ din (1) este :

$$e_i'(t)=e_i''(t)+e_i'''(t)+E_1(t)-E_2(t)+E_3-E_4(t). \tag{17}$$

Reţeaua se poate afla în două stări distincte în funcţie de valorile parametrilor θ, b şi c din (2).

Modelarea evenimentelor care în natură sînt de lungă durată (de exemplu învăţarea unui reflex condiţionat) se poate face considerînd $\theta \neq 1$, $b \neq 0$ şi eventual $c \neq 0$. Vom numi această stare, starea A. Modelarea evenimentelor de scurtă durată (de exemplu reacţia la un semnal din mediu) se poate face luînd $\theta=1$, $b=0$, $c=0$, adică considerînd ponderile constante pe timpul modelării. Această a doua stare o vom numi starea B.

Experienţele făcute asupra unor modele de reţea au dus la următoarele constatări :

În starea A, ţinînd cont numai de principiile I şi II, se pot reproduce fenomenele de iradiere şi concentrare a excitaţiei şi inhibiţiei, inducţia negativă, legătura dintre două zone excitate simultan, dominanta, acceptorul acţiunii al lui Anohin şi alte fenomene cunoscute în neurofiziologie.

Legătura între două zone excitate se realizează cu atît mai bine cu cît nivelele de excitaţie ale neuronilor afectaţi sînt mai mari.

Din principiul IV rezultă că legăturile dintre zonele excitate se memorează mai bine dacă acţiunea determinată de ele a dus la o eroare mică şi mai rău dacă s-a ajuns la o eroare mai mare, adică la un insucces ; de asemenea insuccesul duce la o creştere a labilităţii, ceea ce are ca urmare efectuarea unui şir de acţiuni întîmplătoare, dintre care unele pot fi cele optime, ducînd la atingerea ţelului urmărit. În urma acestui proces se ajunge la o treptată eliminare a acţiunilor neadecvate deci la însuşirea unei comportări adecvate.

Dacă automatul recepționează o configurație de excitații de intrare I_q, nemaiîntîlnită înainte, el va reacționa în general neadecvat. Considerăm, fără a restrînge generalitatea, din ansamblul acestei reacții doar acțiunea $A_k(t)$. Legăturile care au dus la efectuarea ei, ca urmare a lui I_q, există în mod obiectiv și nu mai pot fi distruse sau uitate în timpul afectat învățării, dar peste ele se poate suprapune (conform principiului III), prin învățare, o altă reacție $A'_k(t)$ astfel ca $A_k(t)+A'_k(t)$ să fie răspunsul adecvat la I_q. Deseori reacția adecvată este acțiunea nulă, în care caz $A'_k(t)=\tilde{A}_k(t)$.

În situația B ponderile sînt constante, sintetizînd oarecum experiența acumulată de rețea.

Ținînd cont de principiile I și II se poate arăta că dacă configurația excitațiilor de intrare aplicate rețelei rămîne neschimbată în timp, valorile nivelelor de excitație tind în general către o stare limită pe care o păstrează pînă la schimbarea influențelor exterioare.

Dacă în această stare tonusul rețelei se mărește și-și păstrează această valoare mărită, indiferent din ce motiv, nivelele de excitație ale neuronilor rețelei, deci și sumele de elemente de acțiune $a_k(t)$ și $\bar{a}_k(t)$ se vor mări în general proporțional, micșorînd labilitatea și nemodificînd caracterul acțiunilor $A_k(t)$.

Pe această cale s-ar putea obține modelarea orientării „atenției" către informarea asupra unor stări ale mediului care deși mai mult sau mai puțin permamente, nu „interesează" automatul decît în anumite situații bine precizate etc.

Din principiul V rezultă că o acțiune $A^{(q)}(t)$ dată de funcția (15) nu trebuie privită ca strict determinată ci doar ca cea mai probabilă, dispersia acțiunilor fiind funcție de mai mulți factori, în primul rînd de labilitatea zonei care determină acțiunea fiecărui organ efector în parte.

Experiențele de mai sus au fost efectuate cu ajutorul calculatorului electronic numeric MECIPT-1 din cadrul Centrului de calcul al Institutului politehnic din Timișoara. Pentru studiul efectelor aplicării principiilor I și II s-a folosit o rețea plană, pătrată, din 49 neuroni, fiecare primind din rețea cîte două sinapse într-un mod care permite propagarea excitației aproximativ în aceleași condiții în toate direcțiile și formarea unor circuite reverberante [7]. Pentru studiul învățării pe baza tuturor celor cinci principii s-a folosit o rețea din 20 neuroni, fiecare primind 4—6 sinapse repartizate aleator. Această rețea a putut după un timp relativ scurt să învețe să deosebească doi stimulenți și să dea la fiecare răspunsul ales de experimentator la începutul experienței ca răspuns adecvat. Răspunsul era o acțiune elementară de o anumită mărime, care la primul stimulent a avut o valoare pozitivă iar la al doilea stimulent o valoare negativă.

La acești neuroni nu s-a modelat fenomenul de oboseală și nici nu s-au făcut experiențe de verificare a siguranței în funcționare prin distrugerea unor neuroni. Totuși se poate face observația că elementele numite de noi *neuroni* pot corespunde la grupuri de neuroni în sistemul nervos

al fiinţelor vii. În aceeaşi ordine de idei trebuie observat că ceea ce am numit noi reţele, zone sau regiuni ale sistemului nervos nu sînt în realitate grupuri de neuroni bine delimitate în spaţiu ci ansambluri care se întrepătrund, diferenţiindu-se mai mult funcţional, într-o situaţie determinată de starea sistemului la momentul respectiv.

Referitor la modelarea matematică putem face observaţia că pentru simplitate am considerat deocicei $c=0$ în (2), ceea ce nu a dus la o scădere esenţială a maleabilităţii reţelei.

Automatul descris mai sus a fost experimentat într-o formă redusă datorită limitelor impuse în special de capacitatea memoriei calculatorului MECIPT-1 (1024 celule). În cazul unui calculator cu o memorie şi o viteză mai mare numărul intrărilor şi ieşirilor, ca şi al elementelor de asociaţie ar putea fi mărit, obţinînd un automat de tipul perceptronului, avînd însă faţă de acesta o serie de avantaje, printre care şi acela că, întrucît legătura inversă pe baza căreia are loc învăţarea este nespecifică şi deci toate legăturile dintre neuroni pot fi făcute la întîmplare, mărirea nelimitată a numărului de neuroni, deci a performanţelor, într-un automat realizat fizic, nu ar duce la dificultăţi esenţiale, ceea ce ar putea permite construirea unor automate cu o comportate foarte complexă.

BIBLIOGRAFIE

1. Pask G., Learning machines, Congresul II IFAC, Basel, Sep. 1963.
2. Harmon L. D., Studies with Artificial Neurones I. Propertes and Functions of an Artificial Neurone, Kibernetik, 1 Band 3 Heft, Dec. 1961, pp. 89—101.
3. Brain A. E., The Simulation of Neural Elements by Electrical Networks Based on Multi-aperture Magnetic Cores, Proceedings of the IRE vol. 49. No. 1, Ian. 1961.
4. Svecinskii V. B., Novîi tip obuceaiuşcegosea avtomata. Izvest. vîsşih ucebnîh zavedenii, Elektromehanika, Moscova, No. 2, 1960, pp. 157—164.
5. Taylor W. K., A Theory of Cortical Organisation and Learning, IRE Transactions IT-8, sept. 1962, Nr. 5.
6. Ruch T. C., Fulton J. F., *Fiziologie medicală şi biofizică*, (trad. din engleză). Editura Medicală, Bucureşti 1963.
7. Eccles J. C., The Neurophysiological Basis of Mind. The Principles of Neurophysiology, Oxford, At The Clarendon Press, 1952.
8. Hawkins J. K., Self-organising Systems, Proceedings of the IRE, vol. 49, Nr. 1, Ian. 1961.
9. Nicolau Ed., Bălăceanu C., Contribuţii la studiul reţelelor instruibile, Automatica şi Electronica, Bucureşti, Nr. 3, 1963.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ САМООБУЧАЮЩЕГО НЕЙРОНОГО АВТОМАТА

(РЕЗЮМЕ)

В этой работе описывается математическая модель нероновой сети с переменными параметрами, которая предполагается принадлежащей нервной системе нейронового автомата, у которого все соединения слу-

чайны. Во время опытов произведенных с электронным вычислителем моделировался процесс обучения, формирование условных рефлексов, опознование самых простых образов и другие особенности поведения живых существ.

A MATHEMATICAL MODEL OF A NEURONAL AUTOMATON

(SUMMARY)

In this work a mathematical model of a network of plastic unbinary neurons, from the nervous system of a neuronal automaton is described being able to learn and to accomodate to the conditions of its environment. In this automaton all connections can be randomly done.

Within the experiences, made by the means of an electronic digital computer, the followings have been achieved : The modeling of learning process, the modeling of conditionating reflex, some pattern recognitions and other particularities of the behaviour of living beings.

FUNCȚII LOGICE BINARE ȘI FUNCȚII LOGICE VECTORIALE *

DE

I. SĂLĂGEAN

I. PRELIMINARII

1. Numim spațiu logic n-dimensional mulțimea L^n în care fiecare punct este o mulțime ordonată de n elemente, fiecare element fiind 0 sau 1, spațiul avînd 2^n puncte. În cele ce urmează, un astfel de „punct" îl vom numi și „vector logic n-dimensional". Un astfel de vector $(\alpha_1, \alpha_2, \ldots \alpha_n)$ reprezintă o anumită combinație a stărilor de conductibilitate sau neconductibilitate a celor n contacte ale unui dipol, sau o combinație de funcționare sau nefuncționare a n elemente executive dintr-un mecanism automat.

2. Noțiunile și operațiile algebrei logicii se pot reprezenta ca noțiunile și operațiile obișnuite ale teoriei mulțimilor. Reamintim aceste noțiuni și operații cu unele adaptări ale notațiilor :

— Semnul de apartenență $\in$ și de neapartenență $\notin$.

— Dacă mulțimea A este o submulțime a mulțimii X ; atunci $A \subset X$, adică A este inclus în X (sau $X \supset A$).

— Dacă mulțimile $A, B, C, \ldots$ sînt submulțimi ale mulțimii X, atunci X se numește spațiul lor.

În spațiul X au loc operațiile cu proprietățile cunoscute din teoria mulțimilor ; dintre care unele se vor folosi cu alte notații, cum ar fi CA — complementara mulțimii A — notată cu $\overline{A}$ (non A).

II. FUNCȚII LOGICE BINARE

Se numește funcție logică binară o funcție f definită pe o mulțime oarecare M și cu valori pe mulțimea $L^1 = \{0, 1\}$, adică

$$f : M \to L^1.$$

---

* Prezentată la sesiunea „Realizări în domeniul automatizărilor și a calculatoarelor electronice" ținută la I.P.T. 23—24 X 1965.

O astfel de funcție face ca la fiecare element al mulțimii de definiție M să-i corespundă unul din elementele 0 sau 1 ale mulțimii L^1. Un exemplu este funcția caracteristică a unei mulțimi introdusă în studiul mulțimilor de către C. De la Valeé Poussin [1] : Dacă E este submulțime a spațiului X atunci pe mulțimea X se definește funcția caracteristică φ a mulțimii E astfel :

$$\varphi(x)=\begin{cases} 1 \text{ dacă } x\in E \\ 0 \text{ dacă } x\in \bar{E} \end{cases}$$

deci $\varphi : X \to L^1$.

Această funcție are proprietăți remarcabile în teoria mulțimilor. Este evident dacă φ este funcția caracteristică a unei mulțimi E atunci $1-\varphi$ este funcția caracteristică a mulțimii $\bar{E}$.

În studiul algebric al circuitelor mecanismelor automate sînt importante funcțiile logice definite pe spații logice, $f : L^n \to L^1$ și zicem că f este o funcție binară de n variabile binare. Funcția f în acest caz zicem că este complet definită, dacă în fiecare din cele 2^n puncte ale spațiului L^n cunoaștem valoarea 0 sau 1 a funcției. Ar trebui deci să ni se dea 2^n relații de forma

$$f(a_1, a_2, \ldots, a_n)=\alpha_i \quad (0 \text{ sau } 1).$$

De obice se întocmește un tablou al valorilor funcției cu $n+1$ coloane și 2^n linii, pe fiecare linie avem o succesiune de valori 0 sau 1 ale celor n variabile $a_1, \ldots, a_n$ și în dreptul lor pe coloană $n+1$ valoarea corespunzătoare 0 sau 1 a funcției. Putem prezenta însă faptele sub o formă mai simplă ținînd seama de modul cum am ordonat cele 2^n puncte ale spațiului L^n. În adevăr, cînd funcția f este complet definită pe L^n punctele spațiului L^n le putem grupa în două submulțimi disjuncte, într-o submulțime $N \subset L^n$ să facă parte punctele în care f are valoarea 1 iar în submulțimea complementară $\bar{N} \subset L^n$ vor face parte punctele în care f are valoarea 0. În acest fel f este definită printr-o relație de forma

$$f=1/N \tag{1}$$

sau

$$f=0/\bar{N}. \tag{2}$$

Relația (1) o citim : „funcția f are valoarea 1 pe mulțimea de puncte N“, iar relația (2) se citește : „funcția f are valoarea 0 pe mulțimea de puncte $\bar{N}$“. Mulțimea de puncte N se va preciza prin mulțimea indicilor zecimali, care reprezintă rangurile punctelor. Transcrierea binară a acestor indici va fi succesiune de valori 0 și 1 care determină punctul.

De exemplu, dacă funcția $f : L^2 \to L^1$ este determinată de relația $f=0, 3\}$ înseamnă că f ia valoarea 1 în punctele $P_0=(0, 0)$ și $P_3=(1, 1)$, în

celelalte puncte P_1 și P_2 ale spațiului L^2 avînd valoarea 0. Tabloul valorilor acestei funcții de două variabile este

a	b	$f(a, b)$
0	0	1
0	1	0
1	0	0
1	1	1

Aceeași funcție e definită și de relația

$$f=0/\{\overline{0,3}\}=0/\{1,2\}.$$

În acest exemplu $N=\{0,3\}$; $\overline{N}=\{1,2\}$; $N\cup\overline{N}=\{0,1,2,3\}=L^2$.

O funcție logică binară de n variabile binare, $f: L^n \to L^1$ în aplicații poate să reprezinte starea de conductibilitate 1 și de neconductibilitate 0 a unui dipol cu n contacte. Dacă dipolul controlează direct o lampă semnalul 0 la ieșire înseamnă că lampa este stinsă, iar semnalul 1 că este aprinsă.

În unele probleme aplicative nu n-i se dă valoarea 0 sau 1 corespunzătoare fiecărei combinații de n elemente 0 și 1 ale variabilelor. În acest caz funcția nu este definită în toate punctele spațiului L^n, ci numai pe o submulțime a acestui spațiu, lăsîndu-se arbitrare valorile funcției în celelalte puncte din L^n. Avem în astfel de cazuri funcții binare de n variabile binare definite astfel :

$$f: E \to L^1, \text{ unde } E \subset L^n$$

și zicem că funcția nu este complet determinată pe L^n, ci numai pe o parte a lui L^n. Dacă valorile funcției pe $\overline{E}$ sînt arbitrare, în aplicații putem defini complet funcția pe L^n, alegînd după voie valorile ei în punctele din $\overline{E}$. Aceste posibilități de alegere conduc de multe ori la posibilități remarcabile de simplificare a funcției, deci o simplificare a circuitului corespunzător.

După cum se știe există 2^{2^n} funcții binare de n variabile binare. Pentru $n=2$ avem $2^{2^2}=16$ funcții binare de 2 variabile binare. În algebra booleană aceste 16 funcții de 2 variabile sînt funcțiile fundamentale și cele anexe, cu ajutorul cărora se pot forma expresiile oricăror funcții binare, de oricîte variabile binare.

Fundamentale sînt funcțiile [2], [4] :

$s(a, b)=1/\{1, 2, 3\}$, care definește „suma logică" și se notează $a \cup b$.

$p(a, b)=1/\{3\}$, care definește „produsul logic" și se notează $a \cdot b$.

Funcția de o singură variabilă

$n(a)=1/\{0\}$, definește negația logică și se notează $\overline{a}$.

Folosind „suma", „produsul" și „negația" se pot exprima funcțiile logice prin expresii pe care le numim de obicei „expresii booleene". Algebra lui George Boole operează cu astfel de expresii.

Aplicate la circuitele electrice, suma $a \cup b$ descrie starea de conductibilitate „1" sau neconductibilitate „0" a unui dipol cu două contacte a și b, normal deschise, legate în paralel; iar produsul $a \cdot b$ a unui dipol cu aceste contacte legate în serie. Negația $\bar{a}$ descrie starea unui dipol cu un singur contact a, normal închis. Aceste fapte dau posibilitatea de a reprezenta dipolii prin formule de structură, care sînt totodată expresiile funcțiilor care descriu starea lor.

În afara celor două funcții de două variabile, de mai sus, mai avem 14 funcții de două variabile, care se numesc funcții anexe, fiindcă se pot exprima cu ajutorul funcțiilor fundamentale de mai sus. În studiul circuitelor electrice și electronice ale dispozitivelor automate au o largă întrebuințare și funcțiile anexe. Le citâm aici pe cele mai importante.

$f(a, b) = 1/\{1, 2\}$ se notează $a \oplus b$ și se numește disjuncție exclusivă sau „suma modulo 2".

$f(a, b) = 1/\{0, 3\}$ se notează $a \odot b$ și se numește „coincidență".

$f(a, b) = 1/\{0, 1, 2\}$ se notează a/b și se numește „incompatibilitate" sau operație Schäffer.

$f(a, b) = 1/\{0\}$ se notează $a \downarrow b$ și se numește „nici".

$f(a, b) = 1/\{2\}$ se notează $a \dashv b$ și se numește inhibiție.

$f(a, b) = 1/\{0, 1, 3\}$ se notează $a \rightarrow b$ și se numește implicație.

$f(a, b) = 1/L^2$ este funcția constantă 1.

$f(a, b) = 0/L^2$ este funcția constantă 0.

III. OPERAȚII CU FUNCȚII LOGICE BINARE, DE VARIABILE BINARE

În cele ce urmează xom considera două funcții, $f_1 : L^n \rightarrow L^1$ și $f_2 : L^n \rightarrow L^1$ determinate prin relațiile $f_1 = 1/N$ și $f_2 = 1/N'$ unde $N \subset L^n$ și $N' \subset L^n$, și definim :

1°. *Egalitatea* : Funcțiile f_1 și f_2 se zic egale dacă în fiecare punct din L^n au valori respectiv egale.

Vom scrie $f_1 = f_2$, dacă $N = N'$.

2°. *Negația* : Se numește negația sau complementara unei funcții f_1 funcția $\bar{f}_1$ care are valoarea 1 în punctele în care f_1 are valoarea 0 și deci are valoarea 0 în punctele în care f_1 are valoarea 1. Rezultă

$$\bar{f}_1 = 0/N = 1/\bar{N}.$$

Rezultă că negația unei funcții se poate obține fie înlocuind valoarea 1 cu 0, fie înlocuind mulțimea N prin complementara $\bar{N}$.

3°. *Suma logică, numită și disjuncția* a două funcții f_1 și f_2 se notează $f_1 \cup f_2$ și are valoarea 1 pe reuniunea mulțimilor N și N', pe care fiecare au respectiv valoarea 1, adică

$$f_1 \cup f_2 = 1/N \cup N', \text{ deci } f_1 \cup f_2 = 0/\overline{N \cup N'} = 0/\overline{N} \cdot \overline{N'}$$

adică suma a două funcții se poate obține fie reunind mulțimile pe care ele au valoarea 1, fie intersectînd complementarele acestor mulțimi și înlocuind totodată valoarea 1 prin 0.

4°. *Produsul logic, numit și conjuncția* a două funcții f_1 și f_2 se notează $f_1 \cdot f_2$ și are valoarea 1 pe intersecția mulțimilor N și N' pe care ele au respectiv valoarea 1, adică

$$f_1 \cdot f_2 = 1/N \cdot N'; \text{ deci } f_1 \cdot f_2 = 0/\overline{N} \cdot \overline{N'} = 0/\overline{N} \cup \overline{N'}$$

adică și produsul logic a două funcții se poate obține în două feluri.

5°. *Incluziunea* : Se zice că între două funcții f_1 și f_2 există relația de incluziune $f_1 \subset f_2$, dacă aceeași relație există între mulțimile N și N' pe care ele au respectiv valoarea 1, adică $N \subset N'$.

Observații :

a) Operațiile de mai sus le-am definit pentru funcțiile f_1 și f_2 definite pe același spațiu logic L^n, dar ele se pot efectua și între funcții definite pe spații logice care nu au aceeași dimensiune, fiindcă acestea se pot aduce la aceeași dimensiune. De exemplu spațiul L^n are 2^n puncte ; aceste puncte se pot transpune în spațiul L^{n+1} introducînd variabila a $n+1$-a, scriind-o lîngă, coordonatele punctelor în L^n, atît cu 0 cît și cu 1, și astfel fiecare punct din L^n va genera două puncte în L^{n+1}

b) Prezentarea, analiza, sinteza și, în parte, simplificarea funcțiilor logice binare de variabile binare, sînt rezolvate cu metodele algebrei booleene [2], [3], [4]. În cele anterioare s-a dat un nou mod de prezentare a funcții or logice folosind spațiile logice. Considerăm că prin acest mod de prezentare se contribuie la rezolvarea mai clară și mai unitară, folosind consecvent mijloacele teoriei mulțumilor, a funcțiilor logice. În cele ce urmează extindem faptele introducînd funcții a căror studiu considerăm că va prezenta un interes teoretic și aplicativ.

IV. FUNCȚII LOGICE VECTORIALE

Vom considera funcții

$$f : L^m \to L^n .$$

adică o funcție definită pe un spațiu logic m-dimensional, cu valori într-un spațiu n-dimensional, care face ca la fiecare vector din spațiu L^m să corespundă un vector în spațiu L^n.

În aplicații o astfel de funcție poate să reprezinte stările unui dispozitiv cu n lămpi controlate de circuite cu m contacte. La fiecare din cele 2^m combinații de stări a elementelor de contact corespunde cîte o combinație de stări a celor n lămpi. Într-o reprezentare bloc am avea un bloc cu m semnale, fiecare 0 sau 1 la intrare, iar la ieșire n semnale fiecare 0 sau 1. Vectorii din L^m și L^n pot reprezenta numere binare, deci funcția f se poate interpreta ca o transformare a numerelor binare de m biturі (cifre) în numere binare de n biturі.

Cei 2^n vectori din L^n pot reprezenta valori logice într-o logică polivalentă cu valori logice $< 2^n$.

O materializare a unei funcții logice vectoriale o avem, de exemplu, în dispozitivul automat de sortare calitativă a miezurilor de ferită, realizat la catedra de electronică a Institutului Politehnic din Timișoara, de către Prof. Al. Rogojan. Sortarea se face după stările „0" sau „1", pe care le prezintă patru parametrii de stare, notați (X_1, X_2, Y_1, Y_2), deci patru variabile binare, care pot prezenta $2^4=16$ stări ; iar la ieșire avem doi parametrii de calitate E_1 și E_2, tot binari, ceea ce înseamnă că la ieșire pot apare $2^2=4$ vectori bidimensionali. Se consideră numai trei din acești vectori : (1, 0) ; (0, 1) și (0, 0), care reprezintă respectiv răspunsurile — „calitatea I", „calitatea II" și „calitatea III".

În acest dispozitiv se materializează deci o funcție logică vectorială

$$f : L^4 \to L^2.$$

Faptele evident că se pot generaliza realizînd diferite dispozitive de sortare și a produselor de altă natură cu m parametrii de stare binari și cu „vectori de calitate" n-dimensionali, ceea ce permite sortarea în 2^n calități.

Considerăm că funcțiile logice vectoriale prezintă largi posibilități aplicative, de aceea ne propunem să studiem în continuare introducerea unor operații în spațiile logice vectoriale.

BIBLIOGRAFIE

1. C. de la Valeé Poussin, *Integrales de Lebesgue. Founctions d'Ensemble. Classes de Baire.* Paris. Gaithier Vilars. 1934.
2. Gr. C. Moisil, *Schemă cu comandă directă cu contacte și relee.* Editura Academiei R.P.R. 1959.
3. Gr. C. Moisil, *Teoria algebrică a mecanismelor automate.* Editura Tehnică 1959.
4. Yaoham Chu, *Digital Computer Desing Fundamentals.* (Bazele proiectării calculatoarelor numerice). Mc. Graw-Hill Book Company. New York, San Francisco, Toronto, London.
5. A. I. Kitov și N. A. Kriniţki, *Mașini electronice cifrice și programare* (traducere din limba rusă), Editura Tehnică 1963.
6. Claude Polgar, *Technique de l'emploi des relais dans les machines automatiques.* Ed. Eyrolles. Paris, 1961.

ЛОГИЧЕСКИЕ БИНАРНЫЕ И ЛОГИЧЕСКИЕ ВЕКТОРИАЛЬНЫЕ ФУНКЦИИ

(РЕЗЮМЕ)

Принимая понятие логического n-мерного пространства, именуемого также логическим векториальным пространством, введенное в работе, предлагается новый прием представления действий боолевой алгебры и действий над боолеевными бинарными функциями n бинарных переменных, излагая также приложения в цепях автоматических механизмов.

В четвертом разделе вводятся векториальные логические функции, наиболее применяемые и узучение которых следует продолжить.

FONCTIONS LOGIQUES BINAIRES ET FONCTIONS LOGIQUES VECTORIELLES

(RÉSUMÉ)

Utilisant la notion d'espace logique à n dimensions, nommé aussi éspace logique vectoriel, qui a été introduit dans une autre note, on donne une nouvelle possibilitée de presenter les opérations dans l'algèbre booléene et dans les opérations avec les fonctions booléenes binaires de n variables. On évoque chaque fois les applications dans les circuits des mécanismes automatiques. Dans la quatrième partie on introduit les fonctions logiques vectorielles, en pensant que ces fonctions auront des applications multiples et sur lesquelles on poursuivra les études.

PERCUȚII APLICATE UNUI LANȚ

DE

GH. SILAȘ, L. BRÎNDEU, H. KLEPP

Studiul mișcării unui lanț asupra căruia acționează un sistem oarecare de forțe, se poate face ca în cazul pendulelor multiple [2], [3]. Pentru a determina complet mișcarea este necesar să se cunoască condițiile inițiale.

În această lucrare vom stabili condițiile inițiale ale mișcării unui lanț ce rezultă aplicînd într-o poziție inițială dată un sistem de percuții.

1. Să considerăm elementul de ordinul k al lanțului articulat de celelalte elemente în punctele O_{k-1} și O_k. Sub acțiunea unei percuții $\bar{P}_k$ aplicată în punctul A_k, în articulații vor apare percuțiile de legătură $-\bar{R}_{k-1}$ și $\bar{R}_k$. Efectul percuției $\bar{P}_k$ se determină folosind legile variației impulsului și a momentului cinetic în raport cu centrul de greutate G_k și anume

$$m_k \Delta\bar{v}_k = \bar{P}_k + \bar{R}_k - \bar{R}_{k-1}$$

$$\Delta\bar{K}_k = \int_k \bar{\rho} \times (\Delta\bar{\omega}_k \times \bar{\rho})\, dm = \overline{G_k A_k} \times \bar{P}_k + \overline{G_k O_k} \times \bar{R}_k - \overline{G_k O_{k-1}} \times \bar{R}_{k-1} \qquad (1)$$

unde m_k este masa elementului k, $\Delta\bar{v}_k$ variația vitezei punctului G_k, $\bar{\rho}$ vectorul de poziție al unui punct al elementului în raport cu G_k, $\Delta\bar{\omega}_k$ variația vitezei unghiulare a acestui element, iar $\bar{K}_k$ momentul cinetic al elementului k în raport cu centrul său de greutate (același atît în mișcarea considerată, cît și în mișcarea de rotație în jurul centrului de greutate G_k). Integrala se efectuează în toată masa elementului.

Pentru elementul k se mai poate scrie

$$\Delta\bar{v}_k = \Delta\bar{v}_{O_{k-1}} + \Delta\bar{\omega}_k \times \overline{O_{k-1} G_k} \qquad (2)$$

și

$$\Delta\bar{v}_{O_k} = \Delta\bar{v}_{O_{k-1}} + \Delta\bar{\omega}_k \times \overline{O_{k-1} O_k} \qquad (3)$$

Δv_{O_k} fiind variația vitezei punctului O_k.

Inlocuind în relația (3) pe k succesiv cu 1, 2, 3, . . ., k—1 și ținînd seama de (2) rezultă :

$$\Delta\bar{v}_k = \sum_{i=1}^{k-1} \Delta\bar{\omega}_i \times \overline{O_{i-1}O_i} + \Delta\bar{\omega}_k \times \overline{O_{k-1}G_k} + \Delta\bar{v}_{O_0} \tag{4}$$

Ecuațiile (1) devin :

$$m_k\Delta\bar{v}_k = m_k \sum_{i=1}^{k-1} \Delta\bar{\omega}_i \times \overline{O_{i-1}O_i} + m_k\Delta\bar{\omega}_k \times \overline{O_{k-1}G_k} + m_k\Delta\bar{v}_{O_0} = \bar{P}_k + \bar{R}_k - \bar{R}_{k-1}$$

$$\Delta\bar{K}_k = \int_{(k)} \bar{\rho} \times (\Delta\bar{\omega}_k \times \bar{\rho})\, dm = \overline{G_kA_k} \times \bar{P}_k + \overline{G_kO_k} \times \bar{R}_k - \overline{G_kO_{k-1}} \times \bar{R}_{k-1} \tag{5}$$

Pentru cele n elemente ale lanțului se pot scrie $2n$ ecuații de forma (5) în care necunoscutele sînt $\Delta\bar{\omega}_k$ ($k=1, 2, \ldots, n$), $\bar{R}_k$ ($k=0, 1, 2, \ldots, n$) și $\Delta\bar{v}_{O_0}$, deci în total $2n+2$ necunoscute vectoriale. Pentru rezolvarea completă a problemei vor trebui date suplimentare asupra capetelor lanțului. În cele ce urmează vom considera capătul O_0 fix ($\Delta\bar{v}_{O_0}=0$) și celălalt capăt liber nearticulat ($\bar{R}_n=0$). În acest caz cu ajutorul ecuațiilor (5) se determină toate celelalte $2n$ necunoscute vectoriale sau $6n$ necunoscute scalare.

Pentru determinarea necunoscutelor $\Delta\bar{\omega}_k$ vom elimina din ecuațiile (5) percuțiile de legătură. Din cauză că avem $\bar{R}_n=0$ se obține

$$\bar{R}_k = \sum_{i=k+1}^{n} (\bar{P}_i - m_i\Delta\bar{v}_i) \tag{6}$$

Ultima ecuație din (5) devine :

$$\Delta\bar{K}_k = \int_k \bar{\rho} \times (\Delta\bar{\omega}_k \times \bar{\rho})\, dm = \overline{O_{k-1}A_k} \times \bar{P}_k + m_k\overline{G_kO_{k-1}} \times \Delta\bar{v}_k +$$

$$+ \overline{O_{k-1}O_k} \times \sum_{i=k+1}^{n} (\bar{P}_i - m_i\Delta\bar{v}_i)\,; \quad (k=1, 2, \ldots, n) \tag{7}$$

Acestea sînt ecuațiile ce determină necunoscutele $\Delta\bar{\omega}_k$. Intr-adevăr înlocuind în (7) $\Delta\bar{v}_i$ cu valorile (4), în ecuații vor rămîne numai necunoscutele $\Delta\bar{\omega}_k$.

Putem considera ca necunoscute $\Delta\bar{\omega}_k$ și $\Delta\bar{v}_k$, ($k=1, 2, \ldots, n$). Acestea vor fi determinate considerînd sistemul format din ecuațiile (4) și (7).

2. Să presupunem un lanț format din elemente liniare omogene (bare drepte) care în momentul aplicării percuțiilor se află într-un plan ce conține și percuțiile aplicate. Fie Oxy acest plan, O fiind articulația fixă. Din cele $6n$ ecuații scalare obținute prin proiecția pe axe a ecuațiilor vectoriale (5), $3n$ sînt verificate luînd pentru $3n$ necunoscute valorile $(R_k)_z=0$, $(\Delta\omega_k)_x=0$, $(\Delta\omega_k)_y=0$. Restul de $3n$ necunoscute $(R_k)_x$, $(F_k)_y$ și $(\Delta\omega_k)_z = \Delta\omega_k$ se vor determina din celelalte $3n$ ecuații scalare. Putem menține

ecuațiile sub forma vectorială (5), dar cu vectorii $\overline{\Delta\omega}_k$ perpendiculari pe planul Oxy și percuțiile de legătură $\overline{R}_k$ în acest plan. Necunoscutele $\overline{\Delta\omega}_k$ perpendiculare pe planul Oxy și $\overline{\Delta v}_k$ le vom determina din ecuațiile (4) și (7). Vom nota cu X_k, Y_k proiecțiile percuției date $\overline{P}_k$ și cu α_k, β_k cosinusurile directoare ale barei $O_{k-1}O_k$. Vom face și notațiile $O_{k-1}O_k = 2l_k$, $G_kA_k = \xi_k l_k$. Ecuațiile (4) și (7) proiectate pe axe se scriu

$$\Delta v_{kx} = -2\sum_{i=1}^{k-1} l_i\beta_i\Delta\omega_i - l_k\beta_k\Delta\omega_k; \quad \Delta v_{ky} = 2\sum_{i=1}^{k-1} l_i\alpha_i\Delta\omega_i + l_k\alpha_k\Delta\omega_k; \quad \Delta v_{kz} = 0$$

$$\frac{1}{3}m_k l_k\Delta\omega_k = (1+\xi_k)(\alpha_k Y_k - \beta_k X_k) + m_k(\beta_k\Delta v_{kx} - \alpha_k\Delta v_{ky}) + \tag{8}$$

$$+2\sum_{i=k+1}^{n}[\alpha_k(Y_i - m_i\Delta v_{iy}) - \beta_k(X_i - m_i\Delta v_{ix})].$$

Aceste ecuații sînt liniare în raport cu cele $3n$ necunoscute $\Delta\omega_k$, Δv_{kx}, Δv_{ky}, $(k=1, 2, \ldots, n)$. În caz că interesează numai valorile $\Delta\omega_k$, se pot elimina necunoscutele Δv_{kx}, Δv_{ky}, înlocuind în ultima ecuație valorile lor date de primele două ecuații. Tot astfel dacă interesează necunoscutele Δv_{kx}, Δv_{ky} se pot înlocui în primele două ecuații valorile $\Delta\omega_k$ calculate din ultima ecuație.

3. Să presupunem acum un lanț în poziția de echilibru stabil (poziție verticală). Vom aplica percuțiile într-un plan vertical Oxy (Ox verticala descendentă). În acest caz $\alpha_k = 1$, $\beta_k = 0$. Lanțul fiind în repaus, variațiile de viteze sînt chiar vitezele v_{kx}, v_{ky}, ω_k după terminarea percuțiilor. Din ecuațiile (8) rezultă $v_{kx} = 0$, $v_{kz} = 0$, adică vitezele v_k după aplicarea percuțiilor sînt orizontale. De aceea în continuare vom scrie $v_{ky} = v_k$. Ecuațiile ce determină vitezele v_k vor fi :

$$v_k = 2\sum_{i=1}^{k-1} l_i\omega_i + l_k\omega_k; \quad (k=1, 2, \ldots, n). \tag{9}$$

Considerînd primele k ecuații putem scrie

$$\omega_k = \frac{1}{l_k}\left[v_k + 2\sum_{i=1}^{k-1}(-1)^{k-i}v_i\right]. \tag{10}$$

Scăzînd membru cu membru cele două ecuații ce se obțin din ultima din ecuațiile (8) pentru k și $k+1$, se ajunge la ecuația

$$\frac{1}{3}(m_k l_k\omega_k - m_{k+1}l_{k+1}\omega_{k+1}) = (1+\xi_k)Y_k + (1-\xi_k)Y_{k+1} - m_k v_k - m_{k+1}v_{k+1} \tag{11}$$

Această operație exclude cazul $k=n$. Înlocuind valorile lui ω_k din (10) se găsește

$$2m_{k+1}v_{k+1} + 2(m_{k+1}+2m_k)v_k + 2(m_{k+1}+m_k)\sum_{i=1}^{k-1}(-1)^{k-i}v_i =$$

$$= 3(1-\xi_{k+1})Y_{k+1} + 3(1+\xi_k)Y_k.$$

Din această ecuație, punînd $k-1$ în loc de k obținem

$$2m_k v_k+2(m_k+2m_{k-1})v_{k-1}-2(m_k+m_{k-1})\sum_{i=1}^{k-2}(-1)^{k-i}v_i=$$

$$=3(1-\xi_k)Y_k+3(1+\xi_{k-1})Y_{k-1}. \tag{12}$$

În acest calcul este exclus cazul $k=1$.

Ultimele două ecuații de mai sus le înmulțim cu $m_{k-1}+m_k$, respectiv m_k+m_{k+1} și le adunăm. Obținem ecuația

$$a_k v_{k-1}+b_k v_k+c_k v_{k+1}=d_k Y_{k-1}+e_k Y_k+f_k Y_{k+1}; \quad (k=2, 3, \ldots, n-1) \tag{13}$$

unde

$$a_k=m_{k-1}(m_{k+1}+m_k); \quad b_k=(2m_k+m_{k-1})(m_{k+1}+m_k)+m_k(m_k+m_{k-1}).$$

$$c_k=m_{k+1}(m_k+m_{k+1}); \quad d_k=\frac{3}{2}(1+\xi_{k-1})(m_{k+1}+m_k).$$

$$e_k=\frac{3}{2}[m_{k+1}+2m_k+m_{k-1}-\xi_k(m_{k+1}-m_{k-1})]; \quad f_k=\frac{3}{2}(1-\xi_{k+1})(m_k+m_{k-1}).$$

Pentru cazul $k=1$ vom folosi formula (11) din care obținem

$$b_1 v_1+c_1 v_2=e_1 Y_1+f_1 Y_2 \tag{14}$$

unde

$$b_1=2m_1+m_2; \quad c_1=m_2; \quad e_1=\frac{3}{2}(1+\xi_1); \quad f_1=\frac{3}{2}(1-\xi_1).$$

Tot astfel pentru $k=n$, în locul ultimei ecuații (8) vom folosi suma dintre aceasta multiplicată cu m_{n-1} și precedenta ($k=n-1$) multiplicată cu m_n. Ținînd seama că avem $l_k\omega_k+l_{k-1}\omega_{k-1}=v_k-v_{k-1}$ se obține ecuația

$$a_n v_n+b_n v_{n-1}=d_n Y_n+e_n Y_{n-1} \tag{15}$$

unde

$$a_n=m_n(2m_{n-1}+3m_n); \quad b_n=m_n m_{n-1}$$

$$d_n=\frac{3}{2}[2m_n+m_{n-1}(1+\xi_n)]; \quad e_n=\frac{3}{2}(1+\xi_{n-1})m_n.$$

Ecuațiile (13), (14), (15) formează un sistem liniar de n ecuații cu n necunoscute v_k. Sistemul se poate scrie folosind matricile coloane V și Y corespunzătoare elementelor v_k și Y_k, precum și matricile

$$A=\left\|\begin{array}{cccc:cccc} b_1 & c_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_2 & b_2 & c_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a_3 & b_3 & c_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \hdashline 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{n-1} & b_{n-1} & c_{n-1} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_n & b_n \end{array}\right\| \quad B=\left\|\begin{array}{cccc:cccc} e_1 & f_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ d_2 & e_2 & f_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & d_3 & e_3 & f_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \hdashline 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & d_{n-1} & e_{n-1} & f_{n-1} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & d_n & e_n \end{array}\right\|$$

Astfel sistemul se scrie

$$AV=BY. \tag{16}$$

Dacă matricea A nu este singulară, atunci admite matricea inversă și se obține

$$V=A^{-1}BY. \tag{17}$$

Cu ajutorul relațiilor (10) se vor determina vitezele unghiulare ω_k, obținîndu-se astfel distribuția de viteze de-a lungul lanțului.

4. Să presupunem un lanț în poziția de echilibru stabil, format din n elemente liniare și omogene identice, de lungime l fiecare, asupra căruia acționează în planul vertical n percuții aplicate în centrele de greutate. În acest caz avem $m_k=\varrho l$, $\xi_k=0$, $(k=1, 2, \ldots, n)$. Ecuațiile (14), (13), (15) devin :

$$3v_1+v_2=\frac{3}{2\varrho l}(Y_1+Y_2)$$

$$v_{k-1}+4v_k+v_{k+1}=\frac{3}{2\varrho l}(Y_{k-1}+2Y_k+Y_{k+1}); \quad (k=2, 3, \ldots, n-1)$$

$$v_{n-1}+5v_n=\frac{3}{2\varrho l}(Y_{n-1}+3Y_n).$$

Vom nota matricea $A^{-1}B$ a acestui sistem cu $\|v_{ij}\|$. Vitezele v_k devin :

$$v_k=\sum_{j=1}^{n} v_{kj}Y_j. \tag{18}$$

Elementele matricei $\|v_{ij}\|$ au următoarele valori :

$$\begin{array}{ll} i=j=1 & v_{11}=\mu(p_{n-1}-p_{n-2}) \\ i<j & v_{ij}=2(-1)^{j-i-1}\mu p_{n-j}q_{i-1} \\ i=j & v_{ii}=\mu[p_{n-i}(2q_{i-1}-q_{i-2})-p_{n-i-1}q_{i-1}] \\ i>j & v_{ij}=2(-1)^{i-j-1}\mu p_{n-i}q_{j-1} \\ i=j=n & v_{nn}=\mu(3q_{n-1}-q_{n-2}) \end{array} \tag{19}$$

unde $\mu=\frac{3}{2\rho l\Delta}$, $\Delta=p_n-p_{n-1}$ fiind determinantul matricii A. Termenii p_l și q_l sînt următorii determinanți :

$$p_l=\left|\begin{array}{cccc:ccc} 4&1&0&0&0&0&0\\ 0&1&4&1&0&0&0\\ 0&0&1&4&0&0&0\\ \hdashline 0&0&0&0&1&4&1\\ 0&0&0&0&0&1&5 \end{array}\right| \qquad q_l=\left|\begin{array}{cccc:ccc} 3&1&0&0&0&0&0\\ 1&4&1&0&0&0&0\\ 0&1&4&1&0&0&0\\ \hdashline 0&0&0&0&1&4&1\\ 0&0&0&0&0&1&4 \end{array}\right| \tag{20}$$

avînd i elemente pe fiecare linie sau coloană.

Dezvoltînd primul determinant (20) după elementele liniei întîi, iar al doilea după elementele liniei ultime se găsesc următoarele formule de recurență :

$$p_l=4p_{l-1}-p_{l-2}, \quad q_l=4q_{l-1}-q_{l-2}. \tag{21}$$

Din cauză că avem $p_1=5$, $p_2=19$, $q_1=3$, $q_2=11$, rezultă că trebuie să luăm $p_0=1$, $q_0=1$. Se deduc astfel și următoarele formule :

$$p_l=\frac{1+\sqrt{3}}{2}(2+\sqrt{3})^l+\frac{1-\sqrt{3}}{2}(2-\sqrt{3})^l; \quad q_l=\frac{3+\sqrt{3}}{6}(2+\sqrt{3})^l+$$

$$+\frac{3-\sqrt{3}}{6}(2-\sqrt{3})^l. \tag{22}$$

Cunoscînd viteza v_k a centrului de greutate a unei bare putem determina viteza u_k a punctului O_k. Ținînd seama de formula (10) vom avea :

$$u_k=2\sum_{l=1}^{k}(-1)^{k-l}v_l. \tag{23}$$

Vitezele v_k și v_k perpendiculare pe bară se pot folosi pentru determinarea grafică a distribuției vitezelor tuturor punctelor barei. Extremitățile vitezelor celorlalte puncte se găsesc pe dreapta ce unește extremitățile acestor două viteze. Plecînd de la elementul k putem determina grafic distribuția vitezelor întregului lanț după calcularea cu formula (18) a vitezelor v_k, obținînd astfel o linie poligonală ce unește extremitățile tuturor vitezelor.

Elementele matricii $\|v_{lj}\|$ depind de numărul elementelor lanțului, de lungimea l și masa specifică ρ. Din relația (18) se vede că viteza centrului de greutate al unui element depinde liniar de proiecțiile Y_l ale percuțiilor. Aceasta înseamnă că viteza v_k poate fi obținută prin compunerea vitezelor datorită percuțiilor Y_l luate separat. În acest sens elementul v_{kj} al matricii $\|v_{lj}\|$ nu este altceva decît viteza centrului de greutate al elementului k atunci cînd elementului j îi este aplicată în cetrul lui de greutate o percuție cu proiecția orizontală egală cu unitatea.

Din relațiile (19) se constată că aplicînd o percuție orizontală unitară elementului i, viteza centrului de greutate al elementului k este egală cu viteza centrului de greutate al elementului i cînd percuția unitară se aplică elementului k

$$v_{ki}=v_{ik}. \tag{24}$$

Rezultă că matricea $\|v_{ij}\|$ este simetrică și conține numai $\frac{n(n+1)}{2}$ elemente diferite care trebuiesc calculate cu formulele (19).

Aplicînd lanțului diferite sisteme de percuții se obțin distribuții de viteze diferite. Ne propunem să determinăm un sistem de percuții numit fundamental care să fie astfel încît vitezele centrelor de greutate să fie proporționale cu percuția aplicată în acest centru, factorul de proporționalitate fiind același, adică să avem

$$v_k=\lambda Y_k \qquad (k=1, 2, \ldots, n). \tag{25}$$

Punînd această condiție în ecuațiile (18) se obține un sistem liniar și omogen de n ecuații în Y_j

$$\sum_{j=1}^{n}(v_{kj}-\lambda\delta_{kj})Y_j=0 \qquad (k=1, 2, \ldots, n) \tag{26}$$

unde δ_{kj} este simbolul lui Kronecker. Pentru a avea soluții diferite de zero trebuie ca determinantul sistemului să fie nul.

$$f(\lambda)=|v_{ij}-\lambda\delta_{ij}|=0. \tag{27}$$

Ecuația (27) este de gradul n în λ cu n rădăcini reale și distincte. Acestor rădăcini le corespund n sisteme fundamentale de percuții. Alegînd arbitrar Y_1 atunci din (26) se determină rapoartele $\frac{Y_j}{Y_1}$, ceea ce înseamnă că în fiecare sistem fundamental o percuție este arbitrară.

Pentru calculul percuțiilor de legătură vom folosi relația (6). Cele două proiecții ale reacțiunii $\bar{R}_k$ le vom nota cu H_k, V_k. Proiecțiile V_k ale reacțiunii se determină proiectînd relația (6) pe verticală

$$V_k=\sum_{i=k+1}^{n}X_i \qquad (k=1, 2, \ldots, n-1). \tag{28}$$

Celelelate proiecții H_k se determină tot din relația (6) care ținînd seama de (18), conduce la următoarele valori :

$$H_k=-m\sum_{i=k+1}^{n}\sum_{j=1}^{n}\left(v_{ij}-\frac{1}{m}\delta_{ij}\right)Y_j; \qquad (k=0, 1, \ldots, n-1). \tag{29}$$

Pentru un sistem de percuții date, din relațiile (28) și (29) se pot determina în mod unic percuțiile de legătură.

Să studiem condițiile în care toate percuțiile de legătură sînt nule. Din (28) rezultă $X_k = 0$, $(k = 1, 2, \ldots, n)$, adică percuțiile trebuie să fie orizontale. Dacă se scad succesiv cîte două din relațiile (29) se obține :

$$\sum_{j=1}^{n} \left(v_{kj} - \frac{1}{2}\delta_{kj}\right) Y_j = -\frac{1}{m}(H_{k-1} - H_k); \quad (k = 1, 2, \ldots, n-1) \tag{30}$$

$$\sum_{j=1}^{n} \left(v_{nj} - \frac{1}{m}\delta_{nj}\right) Y_j = -\frac{1}{m} H_{n-1}.$$

Percuțiile de legătură fiind nule, avem $H_k = 0$ $(k = 0, 1, \ldots, n-1)$. Din ecuațiile de mai sus se obține un sistem liniar și omogen în Y_j.

Pentru a avea soluții diferite de zero trebuie ca $1/m$ să fie rădăcină a ecuației (27), adică $\lambda = \frac{1}{m} = \frac{1}{\rho l}$. În cazul acesta sistemul de percuții care trebuie aplicat lanțului, pentru ca percuțiile de legătură să fie toate nule este un sistem fundamental. Dacă $1/m$ nu este rădăcină a ecuației (27) nu există sisteme de percuții aplicate lanțului pentru ca percuțiile de legătură să fie toate nule.

5. Ca aplicație să considerăm cazul unui lanț cu trei elemente. Folosind formulele (19) se obține

$$\| v_{ij} \| = \mu \begin{Vmatrix} 14 & 10 & -2 \\ 10 & 22 & 6 \\ -2 & 6 & 30 \end{Vmatrix}$$

iar din (23) :

$$u_1 = 4\mu(7Y_1 + 5Y_2 - Y_3); \quad u_2 = 8\mu(-Y_1 + 3Y_2 + 2Y_3);$$

$$u_3 = 4\mu(Y_1 - 3Y_2 + 11Y_3).$$

Graficul vitezelor se poate construi direct cunoscînd mărimile v_{ij} care reprezentate dau graficele corespunzătoare percuțiilor unitare (fig. 1). Cu ajutorul lor se construiesc apoi graficele pentru fiecare din percuțiile date și se însumează algebric vitezele. Astfel se obține graficul distribuției vitezelor de-a lungul întregului lanț.

Ecuația (27) în acest caz devine :

$$\lambda^3 - 66\lambda^2 + 1248\lambda - 5408 = 0$$

și are rădăcinile

$$\lambda_1 \simeq 6{,}2 \; ; \; \lambda_2 \simeq 25{,}95 \text{ și } \lambda_3 \simeq 33{,}7.$$

Percuțiile de legătură pot fi toate nule numai dacă $1/m$ are una din aceste valori.

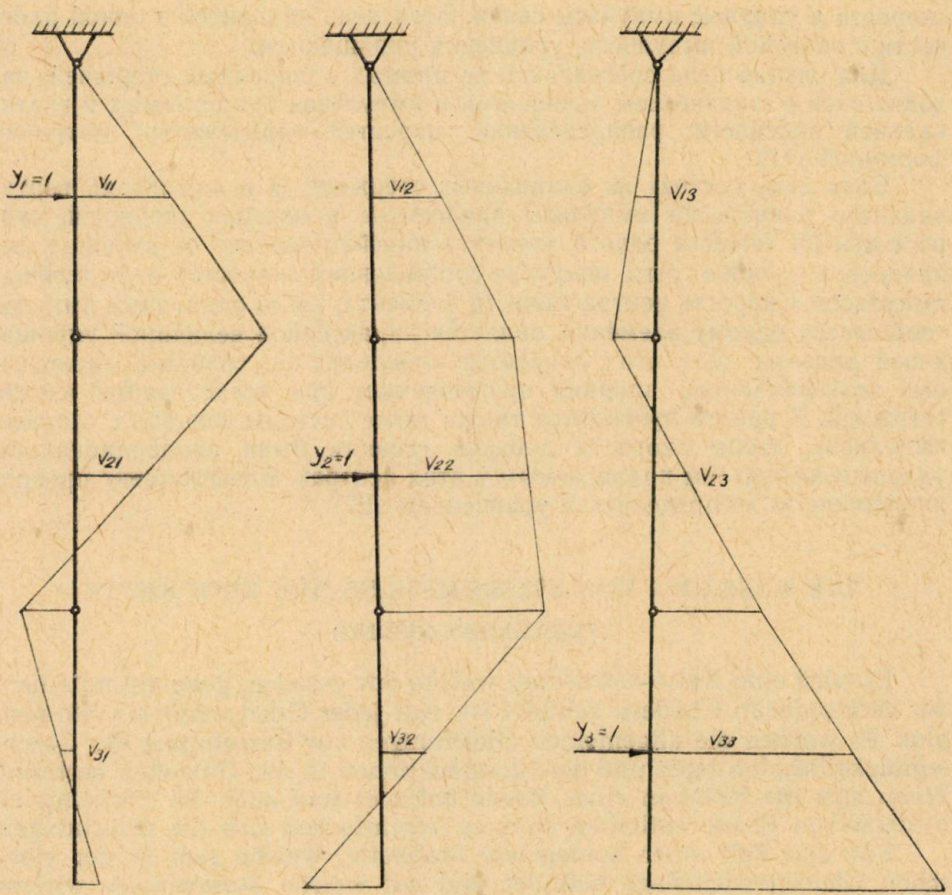


Fig. 1.

BIBLIOGRAFIE

1. Stoenescu Al., O problemă de ciocnire, Gazeta Matematică și Fizică, v. IV, Nr. 9, sept. 1952.
2. Манолов С., О существовании малых периодических движений вокруг положения относительного устойчивого равновесия одной механической системы., Прикладная мат. и мех., том XIX, 1955.
3. Bradistilov G., Über periodische asymptotische Lösungen beim n-fachen Pendel in der Ebene, Math. Annalen, Bd. 116, 1938.

УДАРНЫЕ ИМПУЛЬСЫ ПРИЛАГАЕМЫЕ ЦЕПИ

(РЕЗЮМЕ)

Принимается цепь составленная из нескольких прямолинейных шарнирных элементов. Каждому элементу сообщается ударный импульс. Составляются общие уравнения из которых определяются изменения

скорости и ударные импульсы связи. Если цепь находится в одной плоскости с системой импульсов, уравнения упрощаются.

Для случая цепи составленой из прямых однородных стержней, находящихся в статическом ровновесии и импульсов прилагаемых в вертикальной плоскости, распределение скоростей определяется матрично формулой (17).

Если цепь состоит из одинаковых стержней, а в положении вертикального равновесия импульсы приложены в центрах стержней, скорост центра тяжести одного элемента линейно зависит от внешних импульсов, т. е. может быть получена составлением скоростей от отдельных импульсов. Скорость центра тяжести элемента, когда одиночный импульс сообщается одному элементу, является характерной величиной упрощающей расчеты. Для этих скоростей определяются свойства анологичные коэффициентам влияния применяемым при исследования изгиба стержней. В работе приводятся также такие системы основных ударных импульсов, чтобы скорости центров тяжести были пропорциональны ударным импульсам прилагаемым в этих центрах. Коэффициент пропорциональности λ определяется уравнением (27).

DIE WIRKUNG VON STOSSIMPULSE AUF EINE KETTE

(ZUSAMMENFASSUNG)

Es wird eine Kette betrachtet, welche aus geraden, gelenkig miteinander verbundenen Gliedern gebildet ist. Auf jedes Glied wirkt ein Stossimplus. Es werden die allgemeinen Gleichungen zur Berechnung der Geschwindigkeitsänderungen und der Stossreaktionen in den Gelenken bestimnt. Wenn sich die Kette in einer Ebene befindet und auch die Stossimpulse in derselben Ebene enthalten sind, so vereinfachen sich die Gleichungen.

Für den Fall einer homogenen Stabkette, welche sich in der statischen Gleichgewichtslage befindet und auf welche Stossimpulse wirken, welche sich in einer vertikalen Ebene befinden, ist die Geschwindigkeitsverteilung in Matrizenform durch Formel (17) bestimmt.

Ist die Kette aus identischen Stäben gebildet und in der statische Gleichgewichtslage wirken Stossimpulse welche in einer vertikalen Ebene enthalten sin und deren Angriffspunkte die Schwerpunkte der Stäbe sind, so wird gezeigt, dass die Geschwindigkeiten der Schwerpunkte linear von den Stossimpulsen abhängen und dass man diese Geschwindigkeiten durch Überlagerung der jedem einzelnem Impuls entsprechenden Geschwindigkeiten erhält.

Die Geschwindigkeit des Schwerpunktes eines Gliedes, wenn ein Einheitsimpuls auf ein beliebiges Glied wirkt sind besondere Grössen, welche das Berechnen vereinfachen. Für diese Geschwindigkeiten werden ähnliche Eigenschaften wie jene der Einflusszahlen beim Biegen der Stäbe, bestimmt. Im Beitrag werden Fundamentalstossimpulssysteme eingeführt, für welche die Geschwindigkeiten der Schwerpunkte mit denen auf sie wirkende Impulse proportional sind. Der Proportionalitätsfaktor λ ist durch Gleichung (27) bestimmt.

PROPRIETĂȚI ALE SOLUȚIILOR SOLIDE ÎN SISTEMUL Cr_2O_3—ZrO_2 *

DE

D. BECHERESCU, E. IVAN, FR. MARX

Cercetările experimentale întreprinse asupra topiturilor solidificate din sistemul Cr_2O_3—ZrO_2 au luat în considerare domeniul 5% molar ZrO_2 pînă la 50% molar. Pentru acest interval au fost studiate următoarele proprietăți : structura, densitatea, dilatarea termică, căldura specifică și constanta dielectrică.

Rezultatele au permis cunoașterea comportării sub aspectele considerate a topiturilor luate în studiu obținute în jet de plasmă și solidificate brusc.

I. INTRODUCERE

Studiile întreprinse de diverși cercetători [1], [2], [3] asupra sistemului M_2O_3—ZrO_2, au urmărit comportarea topiturilor de ZrO_2 în amestec cu unii oxizi ca Sc_2O_3, Y_2O_3, La_2O_3 și alții. Cercetările efectuate au mers pe linia obținerii topiturilor prin metode obișnuite, urmate de solidificarea lor cu viteze mai mari sau mai mici. Scopul lucrărilor respective a fost acela de a valorifica proprietățile superrefractare ale ZrO_2, în condiții în care alte proprietăți ale sale pot fi îmbunătățite [4].

În lucrarea de față autorii au urmărit același scop, pentru sistemul Cr_2O_3—ZrO_2, fixîndu-și atenția asupra domeniului cu conținut mai ridicat de oxid de crom ; în același timp condițiile de obținere a maselor ceramice respective au fost cu totul deosebite.

Aceste topituri au fost obținute prin topire și solidificare bruscă cu ajutorul unui jet de plasmă, cu o temperatură de peste 10 000 °K.

Structura topiturilor a fost studiată cu ajutorul microscopului metalografic, cu spectrograful de infraroșu și cu razele X. Concluziile desprinse arată că în condițiile energice de topire și solidificare are loc formarea unor soluții solide cristalizate, fără schimbarea parametrilor rețelei. Pen-

---

* Lucrare prezentată la Sesiunea de comunicări științifice din februarie 1965, Iași.

tru aceleași mase luate în studiu s-au făcut determinări asupra microstructurii, densității, permitivității relative, coeficientului de dilatare și căldurii specifice.

II. PARTEA EXPERIMENTALĂ

1. Prepararea probelor

Materiile prime folosite au fost ZrO_2 și Cr_2O_3 pro analisi. Dozarea proporțiilor respective s-a făcut la balanța analitică, pentru următoarele compoziții :

95% Cr_2O_3	5% ZrO_2	70% Cr_2O_3	30% ZrO_2
90% Cr_2O_3	10% ZrO_2	65% Cr_2O_3	35% ZrO_2
85% Cr_2O_3	15% ZrO_2	60% Cr_2O_3	40% ZrO_2
80% Cr_2O_3	20% ZrO_2	50% Cr_2O_3	50% ZrO_2
75% Cr_2O_3	25% ZrO_2		

Probele au fost omogenizate pe cale uscată și fasonate sub forma de baghete prismatice prin presare semiuscată. Acestea au fost topite în jetul unui generator cu plasmă de argon. Măsurătorile efectuate asupra temperaturii maxime a acestuia, au indicat valoarea de aproximativ 30 000 °K. Topiturile rezultate s-au solidificat imediat ce au părăsit jetul de plasmă. Din aceste topituri s-au confecționat eșantioanele pe care s-au făcut determinările experimentale, privind proprietățile studiate.

2. Microstructura

Cu ajutorul microscopului metalografic tip MIR 7 s-au efectuat analizele asupra microstructurii probelor de la compozițiile cercetate. Rezultatele observațiilor sînt prezentate în fotografiile din fig. 1, 2, 3.

Pentru a se stabili dacă intervin schimbări în parametrii rețelei produșilor analizați, s-au efectuat analizele roentgenografice cu ajutorul unui aparat de raze X tip TURM60. Ca metodă de lucru s-a folosit metoda pulberilor, iar drept catod al aparatului un catod de cupru.

Cercetările în această direcție au fost completate cu studii asupra spectrelor de infraroșu ale acelorași probe, cu ajutorul unui spectrograf Karl Zeiss Jena model UR-10, folosind tehnica pastilelor de bromură de potasiu (5 mg substanță, 1 g KBr).

3. Densitatea

S-au făcut determinări asupra densității compozițiilor de topituri solidificate considerate, folosind metoda. picnometrului. Lichidul de referință folosit a fost apa distilată. Rezultatele determinărilor sînt prezentate în diagrama din fig. 4.

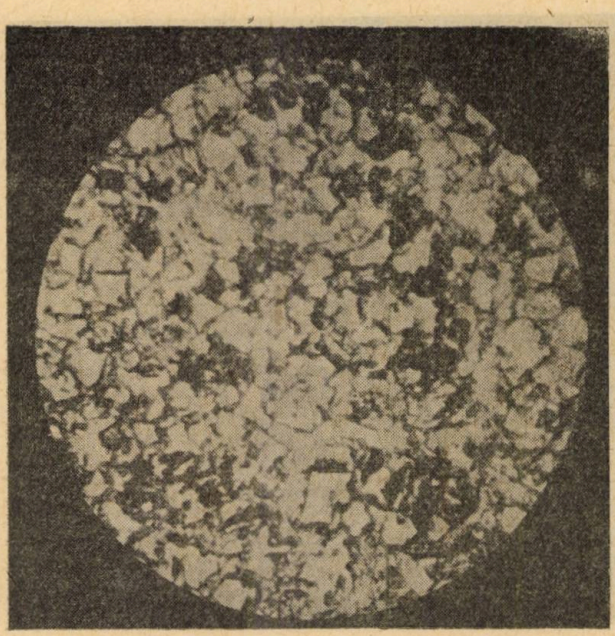


Fig. 1.

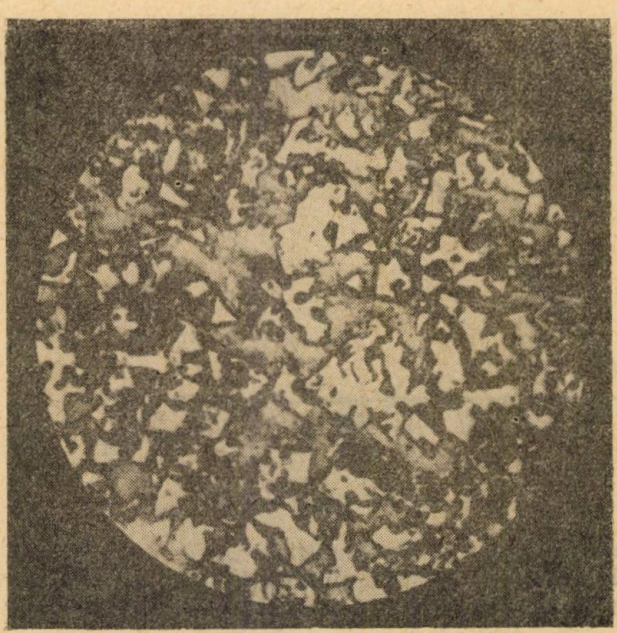


Fig. 2.

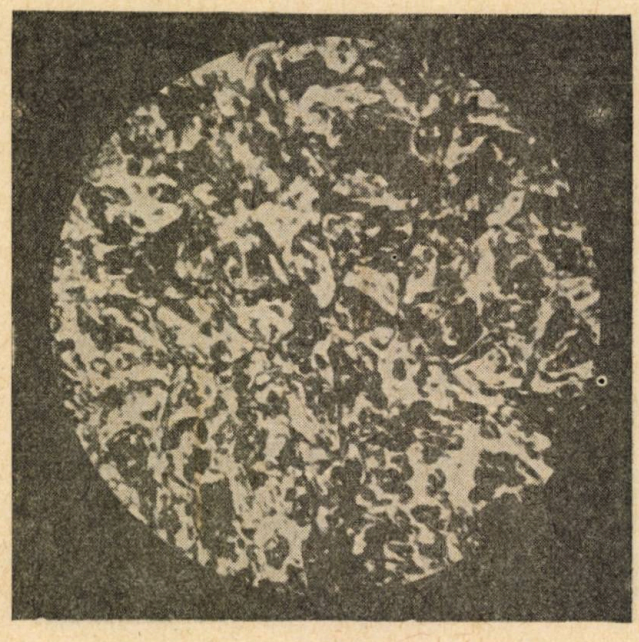


Fig. 3.

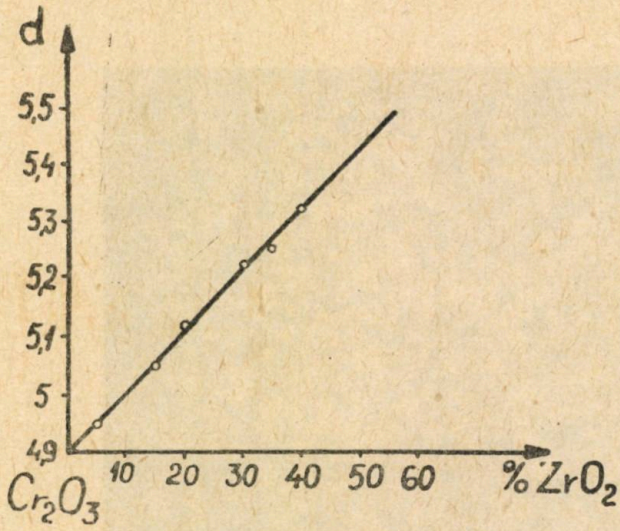


Fig. 4.

4. Permitivitatea relativă

Permitivitatea relativă a compoziţiilor luate în studiu a fost determinată cu un DK-metru OKHME tip 60GK. S-a studiat şi variaţia cu temperatura a permitivităţii relative a probelor, adaptîndu-se un condensator special şi un dispozitiv adecvat de încălzire prevăzut cu un termocuplu Fe-Constantan.

5. Coeficientul de dilatare termică

Coeficientul de dilatare termică a topiturilor solidificate s-a determinat cu dilatometrul cu tub și tijă de cuarț, tip Ulbricht, care a permis o încălzire pînă la 1 000 °C. Viteza de încălzire a fost de 4 grade/minut. S-au folosit epruvete sub formă de baghete prismatice de 65 mm lungime.

6. Căldura specifică

S-a urmărit să se determine căldurile specifice a topiturilor celor doi oxizi, în intervalul de temperatură cuprins între 500—1 000 °C după o metodă uzuală [5].

III. REZULTATE ȘI DISCUȚII

Studiile întreprinse de diverși cercetători, asupra stabilizării ZrO_2 cu oxizi metalici de tipul M_2O_3, au luat în considerare adaosurile mici ale acestora la masa de bază. Concluziile ce s-au desprins din aceste studii, subliniază că în procesul de stabilizare are loc o substituție directă a cationului din rețeaua ZrO_2^{+4} cu cationi trivalenți de dimensiuni apropiate de acelea ale cationului substituit. În aceste cazuri are loc formarea unei soluții solide cubice tip fluorit [6].

Sistemul Cr_2O_3—ZrO_2 studiat în prezenta lucrare, în condițiile energice de obținere a topiturilor solidificate, a arătat comportări diferite decît acelea ale soluțiilor solide cubice ce au fost studiate în sistemul M_2O_3—ZrO_2.

Examenul microscopic a secțiunilor lustruite pentru compozițiile studiate, arată că odată cu creșterea conținutului de ZrO_2 în masă, se separă cristale ale acestuia cu contururi poligonale neregulate așa cum se vede în fig. 1. Aceste cristale sînt prinse într-o masă constituind o soluție solidă a celor doi oxizi. Prezența celor două faze apare evidentă și distinctă în fig. 2, unde cantitatea de ZrO_2 separat este mai mică. La adaosuri mici ale ZrO_2 în probe, separările individuale cristaline poligonale devin sporadice și disiminate în masă fundamentală a soluției solide, după cum se vede din fig. 3.

La același rezultat au dus și determinările roentgenografice efectuate, care arată pentru rețeaua ZrO_2, o structură monoclinică. Aceasta evidențiază, că prezența oxidului de crom nu a contribuit la transformarea ZrO_2 într-o structură de temperatură înaltă caracterizată de rețeaua cubică. Parametrii rețelei au rămas neschimbați.

Analizele spectrelor de infraroșu efectuate asupra maselor considerate din sistemul Cr_2O_3—ZrO_2, au fost mult îngreunate de faptul că benzile ZrO_2 se suprapun în mare măsură cu cele ale Cr_2O_3.

Astfel spectrul Cr_2O_3 100% este caracterizat cum se vede din fig. 5, prin benzile de 411 cm^{-1}, 443 cm^{-1}, 465 cm^{-1}, 575 cm^{-1}, 625 cm^{-1}, 695 cm^{-1} și 1 095 cm^{-1}, iar ZrO_2 fig. 6, prin benzile 425 cm^{-1}, 515 cm^{-1}, 580 cm^{-1} și 710 cm^{-1}.

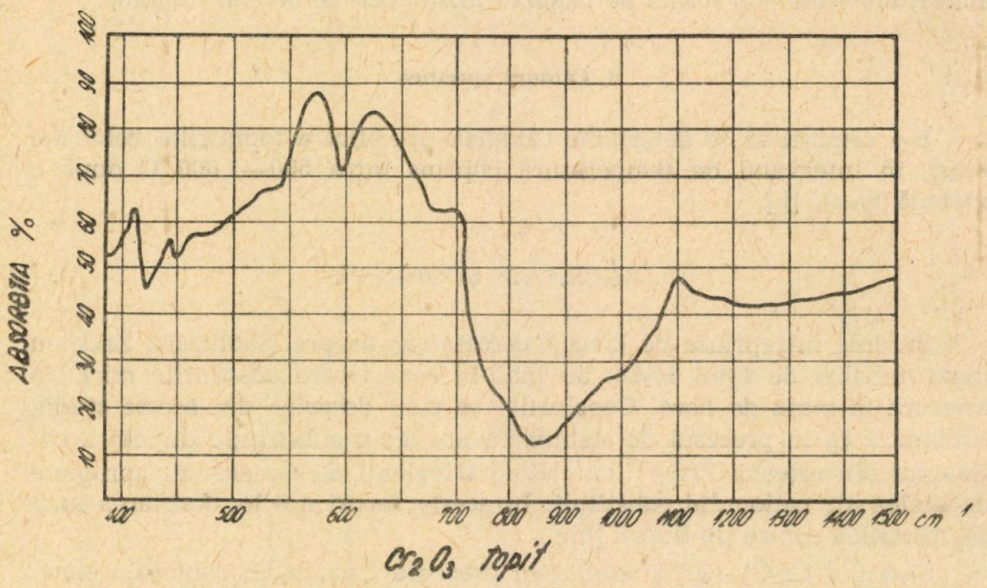


Fig. 5.

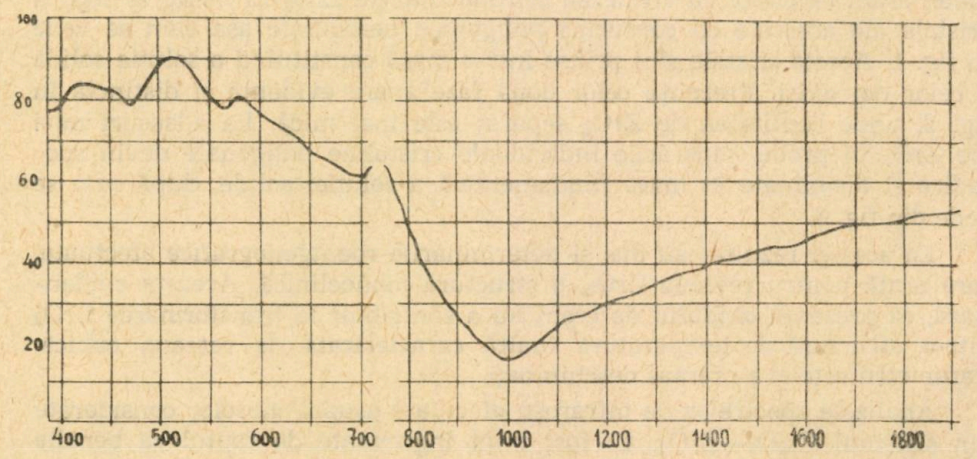


Fig. 6.

În lumina celor arătate mai sus prin examinarea comparativă a unui număr mare de probe de amestec fig. 7, 8, 9, 10, 11, s-a tras concluzia că avem de a face cu un amestec fizic a celor doi oxizi topiți. Aceasta rezultă din faptul că benzile bioxidului de zirconiu deși acoperite pot fi identificate. Umărul de la 535 cm^{-1}, foarte slab în cazul trioxidului de crom nu poate fi cauza benzilor relativ intense de la 527 cm^{-1} și 530 cm^{-1} din amestecuri. Aceasta se datorează benzii intense de la 515 cm^{-1} a bioxidului de zirconiu.

Banda de la 575 cm^{-1} intensă, aplatisată în cazul trioxidului de crom se deplasează în amestecuri pe măsură ce crește concentrația în bioxid de zirconiu, spre 580 cm^{-1}, luînd forma ascuțită a benzii de la 580 cm^{-1} a bioxidului de zirconiu pur.

Banda de la 425 cm^{-1} apare într-un minim de absorbție între 411—443 cm^{-1} la trioxid de crom și în consecință este acoperită. Comparînd toate spectrele constatăm că minimul respectiv dispare pe măsură ce crește concentrația în bioxid de zirconiu.

Toate aceste constatări duc la concluzia că în sistemul Cr_2O_3—ZrO_2 în proporțiile studiate, nu are loc o substituire a ionilor în rețelele proprii cu toată mobilitatea mare a ionului de oxigen din rețeaua bioxidului de zirconiu, arătată în datele din literatură [6], [7], [8], [9], [10] pentru sistemul M_2O_3—ZrO_2.

Determinările experimentale efectuate asupra permitivității relative ale compozițiilor studiate în sistemul Cr_2O_3—ZrO_2, sînt în concordanță cu studiile întreprinse de Strickler și Carlson [1] privind influența structurii rețelei în sistemul M_2O_3—ZrO_2 asupra proprietăților electrice.

Curbele prezentate în fig. 12 arată modificările valorilor permitivității relative a maselor cercetate în funcție de conținutul de ZrO_2 și de temperatură la care au fost efectuate determinările.

În calculul ce s-a efectuat pentru valorile constantelor indicate în diagrama menționată, nu s-a făcut corecția de porozitate. Acest fapt nu prejudiciază valorile găsite într-o măsură sensibilă, ținînd seamă că determinările experimentale efectuate asupra densității, au dus la găsirea unor valori ce indică o mică porozitate.

Rezultatele cercetărilor experimentale întreprinse asupra probelor luate în studiu în privința coeficientului de dilatare termică, au arătat că pe măsură ce crește conținutul în ZrO_2 alura curbelor este tot mai apropiată de aceea a ZrO_2 nestabilizat [11]. Acest fapt demonstrează că în sistemul Cr_2O_3—ZrO_2 luat în studiu, nu are loc o substituție parțială a cationului rețelei ZrO_2, fapt care ar trebui să fie urmat de stabilizarea compoziției, și implicit de modificarea rețelei. În fig. 13, 14 este prezentată variația coeficientului de dilatare termică a topiturilor studiate în funcție de conținutul în ZrO_2.

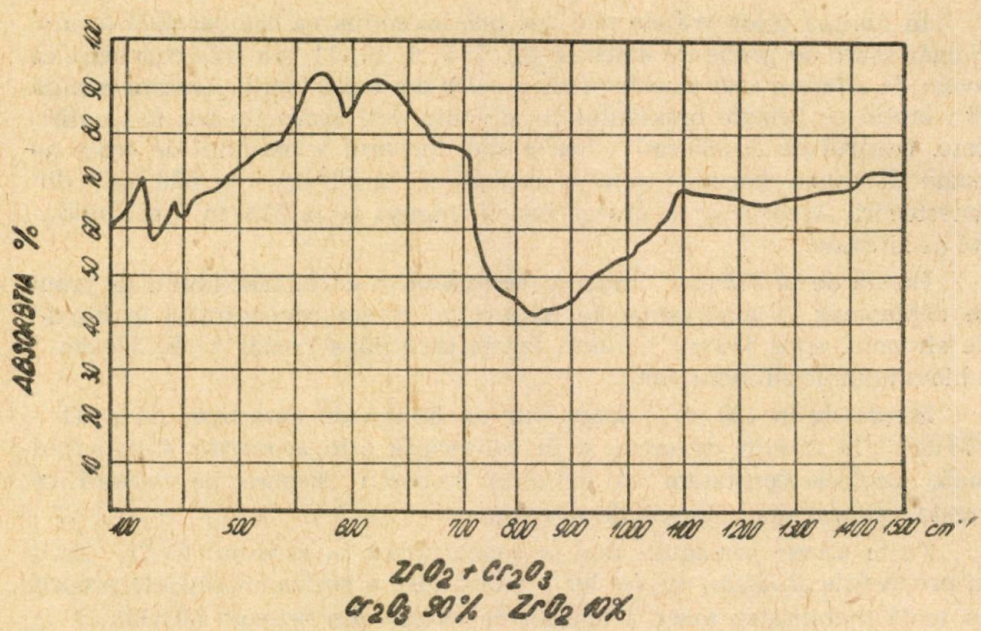

ABSORBTIA %
100
90
80
70
60
50
40
30
20
10
400
500
600
700
800
900
1000
1100
1200
1300
1400
1500 cm⁻¹
ZrO2 + Cr2O3
Cr2O3 80% ZrO2 10%

Fig. 7.

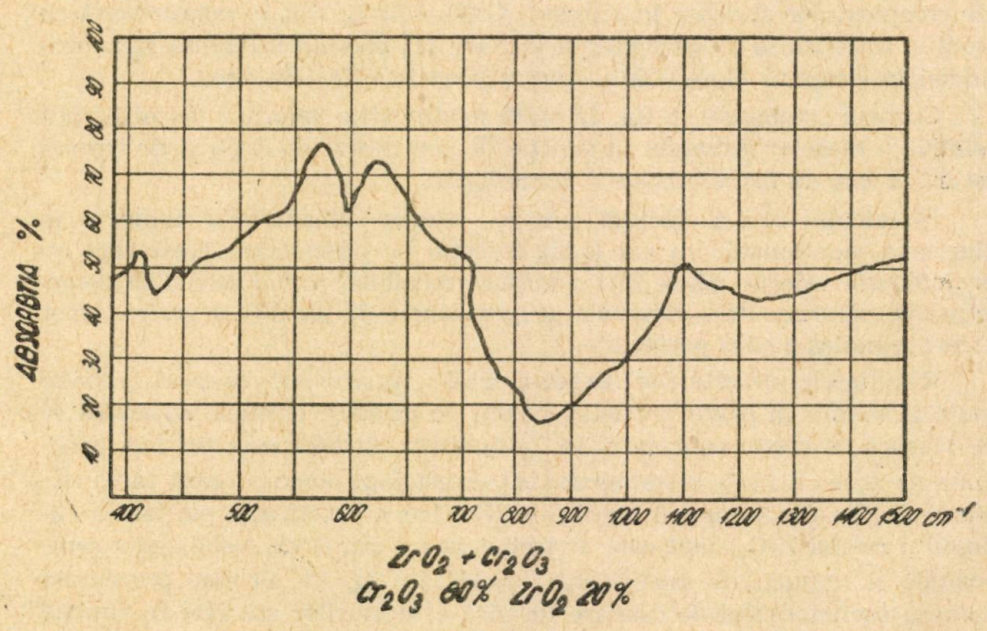

ABSORBTIA %
100
90
80
70
60
50
40
30
20
10
400
500
600
700
800
900
1000
1100
1200
1300
1400
1500 cm⁻¹
ZrO2 + Cr2O3
Cr2O3 60% ZrO2 20%

Fig. 8.

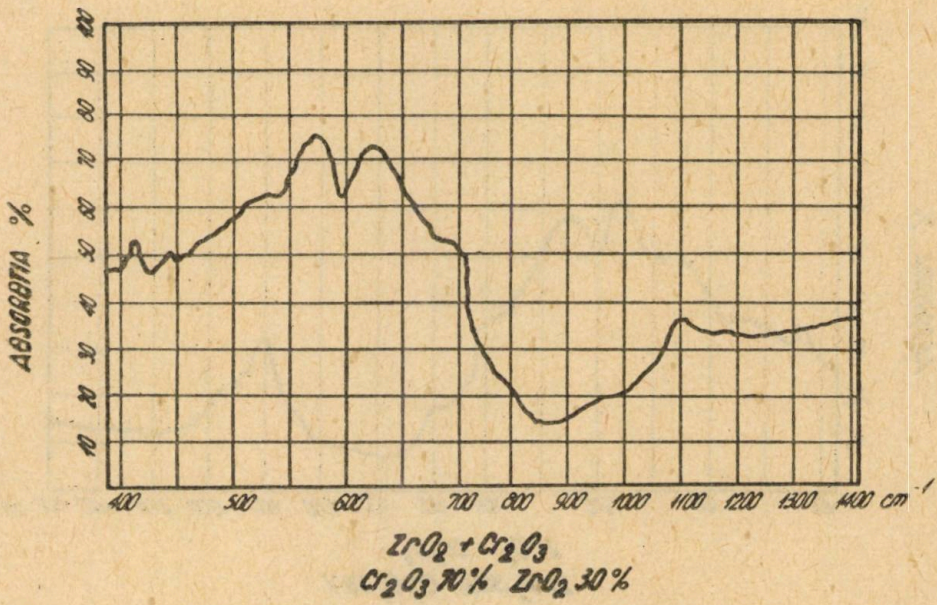

ABSORBȚIA %
100
90
80
70
60
50
40
30
20
10
400
500
600
700
800
900
1000
1100
1200
1300
1400
cm⁻¹
ZrO2 + Cr2O3
Cr2O3 70% ZrO2 30%

Fig. 9.

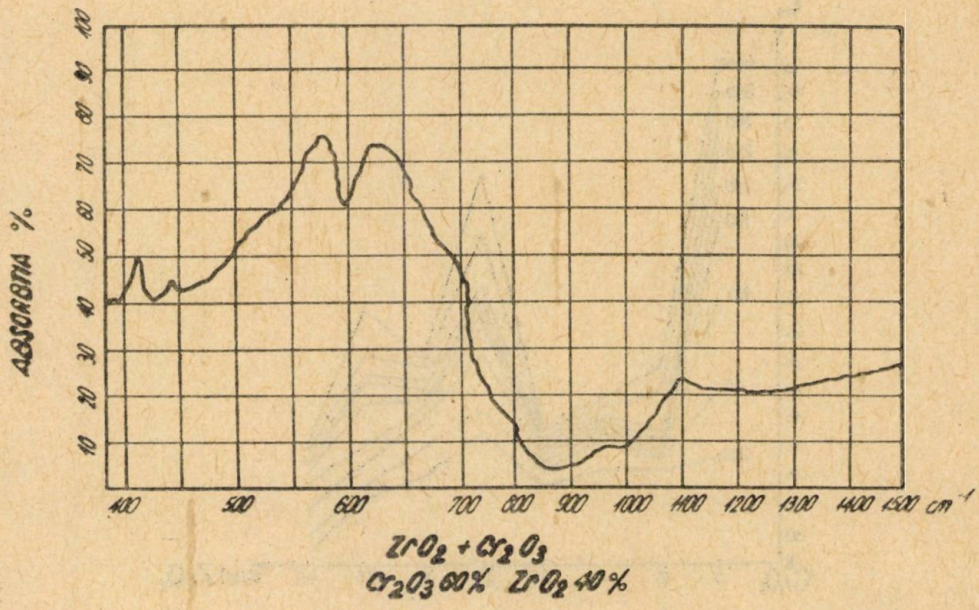

ABSORBȚIA %
100
90
80
70
60
50
40
30
20
10
400
500
600
700
800
900
1000
1100
1200
1300
1400
1500
cm⁻¹
ZrO2 + Cr2O3
Cr2O3 60% ZrO2 40%

Fig. 10.

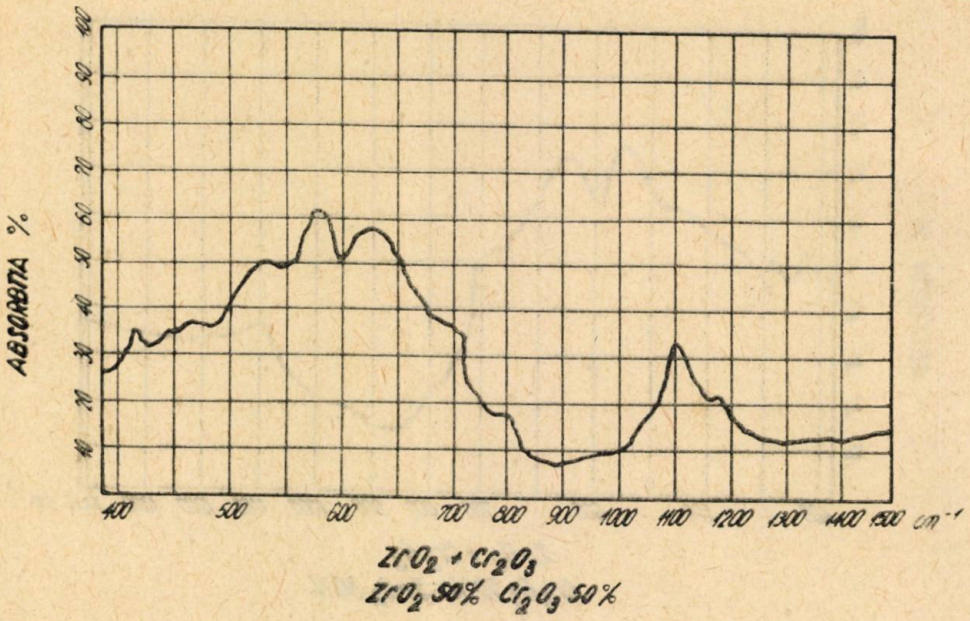

АБСОРБЦИЯ %
400
500
600
700
800
900
1000
1100
1200
1300
1400
1500 cm⁻¹
$ZrO_2 + Cr_2O_3$
ZrO_2 90% Cr_2O_3 50%

Fig. 11.

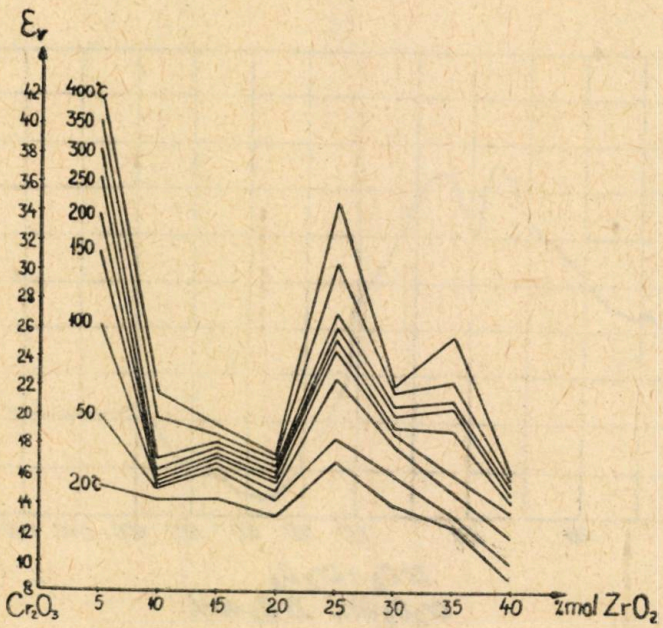

ε_r
400°C
350
300
250
200
150
100
50
20°C
Cr_2O_3
5
10
15
20
25
30
35
40
mol ZrO_2

Fig. 12.

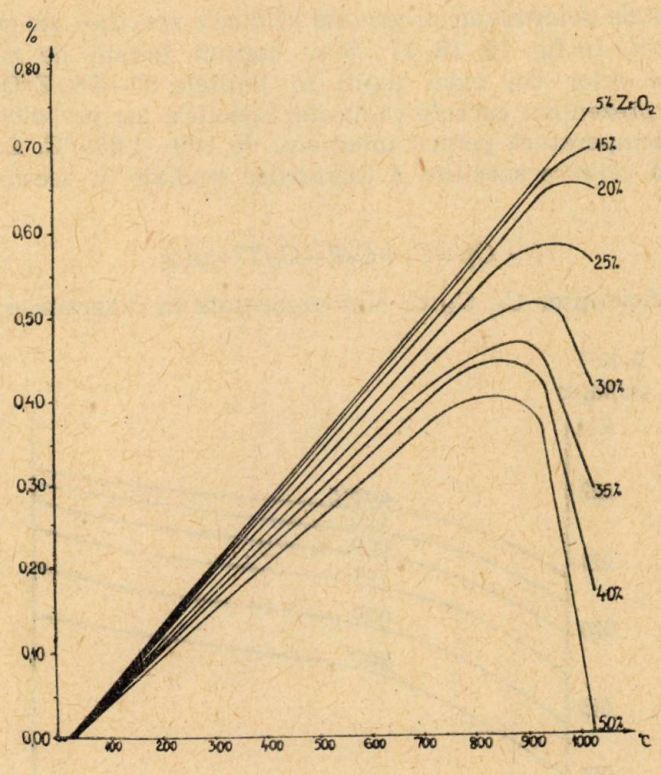

%
0,80
0,70
0,60
0,50
0,40
0,30
0,20
0,10
0,00
100
200
300
400
500
600
700
800
900
1000
°C
5% ZrO2
45%
20%
25%
30%
35%
40%
50%

Fig. 13.

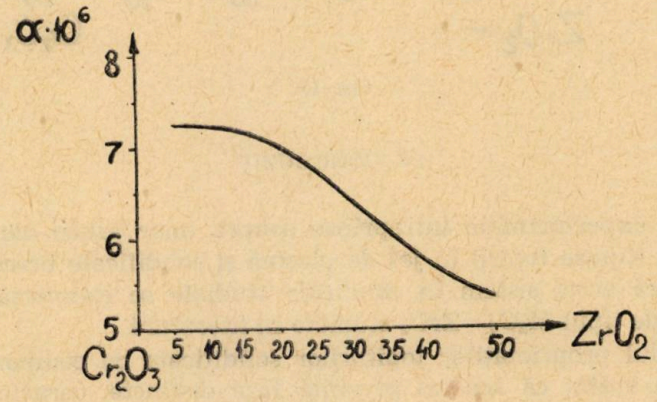

α·10^6
8
7
6
5
5 10 15 20 25 30 35 40 50
Cr2O3
ZrO2

Fig. 14.

Rezultatele determinărilor privind căldurile specifice ale amestecurilor sînt prezentate în fig. 15, 16, 17. S-au obţinut familii de curbe pentru amestecurile celor doi oxizi topiţi în limitele 50—5% ZrO_2 fig. 15. În fig. 16 sînt prezentate curbele căldurilor specifice ale probelor studiate în funcţie de temperatură pentru intervalul de 500—1 000 °C. Ecuaţia generală care dă căldura specifică a topiturilor studiate în aceste limite este următoarea :

$$Cp = C_1 + C_2T - C_3/T^2 \text{ Cal/g}$$

valorile coeficienţilor C_1, C_2, C_3 sînt prezentate în diagramele din fig. 17.

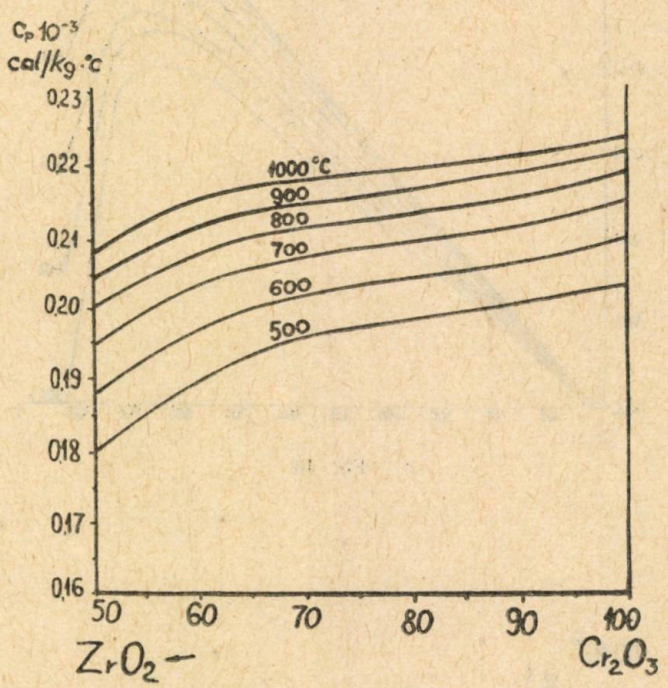


Fig. 15.

IV. CONCLUZII

Studiile experimentale întreprinse asupra unor probe ale sistemului Cr_2O_3—ZrO_2 supuse topirii în jet de plasmă şi solidificate brusc au dus la constatarea că acest sistem în condiţiile studiate se comportă diferit de alte sisteme de tipul M_2O_3—ZrO_2 studiate în literatură.

Ansamblul proprietăţilor topiturilor solidificate cu compoziţiile luate în studiu au arătat că acestea prezintă faze distincte, caracterizate prin aceiaşi parametri ai reţelelor cristaline ca şi componenţii singulari.

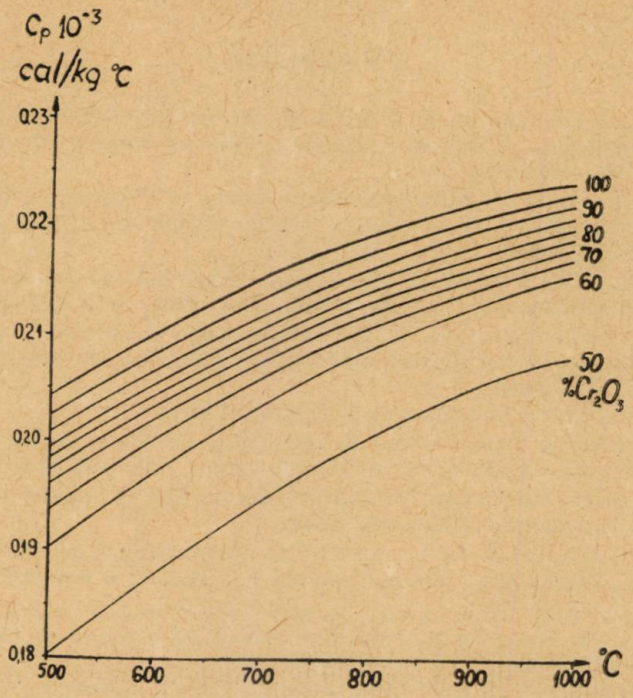

$C_p 10^{-3}$
cal/kg °C
0,23
0,22
0,21
0,20
0,19
0,18
500
600
700
800
900
1000
°C
100
90
80
70
60
50
% Cr_2O_3

Fig. 16.

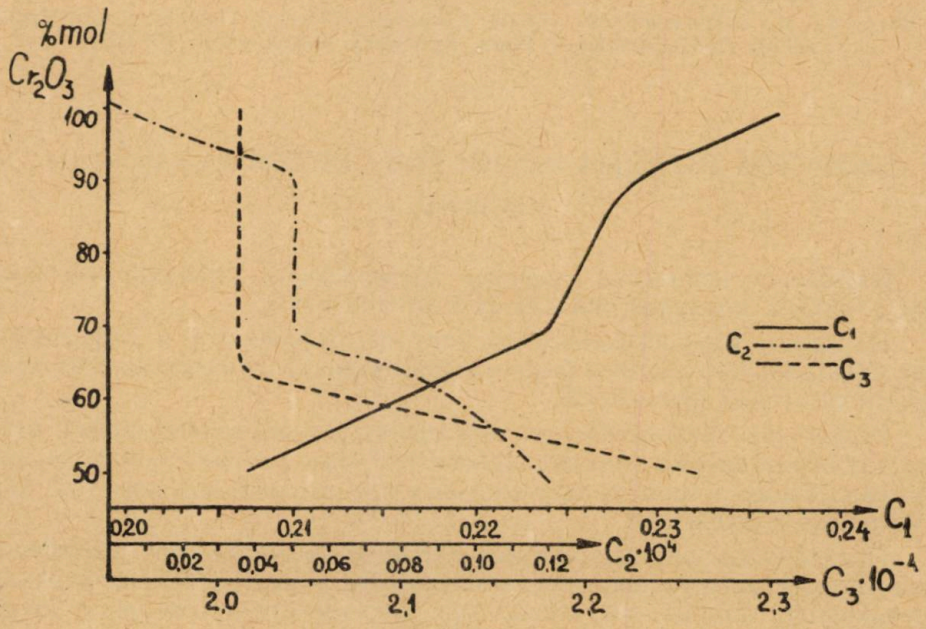

% mol
Cr_2O_3
100
90
80
70
60
50
C_1
C_2
C_3
0,20
0,21
0,22
0,23
0,24
C_1
0,02
0,04
0,06
0,08
0,10
0,12
$C_2 \cdot 10^4$
2,0
2,1
2,2
2,3
$C_3 \cdot 10^{-4}$

Fig. 17.

BIBLIOGRAFIE

1. D. W. Strickler and M. G. Carlson, Electrical Conductivity in the ZrO_2 — Rich Region of Several M_2O_3—ZrO_2 Systems, Journal Am. Ceram. Soc. *48* (6) 286—289 (1965).
2. Jean Lefevre, Some Structural Modifications of Fluorite — Type Phases in Systems Based on Zirconia or Hafniu Oxide, Ann. Chim. (Paris), *8* 1—2, 117—149 (1963).
3. D. W. Strickler and W. G. Carlson, Phase Relations in a Portion of the Systeme Sc_2O_3—ZrO_2, Am. Ceram. Soc. Bull., *42* 9 517 (1963).
4. D. W. Strickler and W. G. Carlson, Ionic Conductivity of Cubic Solid Solutions in the System CaO—Y_2O_3—ZrO_2, Journal Am. Ceram. Soc., *47* 3 122—127 (1964).
5. W. P. White, Chem. Metallurg. Eng. *25*, 17—21 (1921).
6. F. Hund, Fluorite Phase in the System ZrO_2—CaO. Yts Defect Structure and Electrical Conductivity, Z. Physik. Chem., *199* 1—3 142—151 (1952).
7. Carl Wagner, Mechanism of Electric Conduction in Nernst Glower, Naturwissenschaften, *31*, 265—268 (1943).
8. W. D. Kingery, M. E. Doty, and D. C. Hill, Oxygen Ion Mobility in Cubic $Zr_{0,85}CaO_{0,15}O_{1,85}$, Journal Am. Ceram. Soc. *42* 8 393—398 (1959).
9. J. M. Dixon, L. D. La Grange, N. Merten, C. F. Miller, and J. T. Parter, II, Electrical Resistivity of Stabilized Zirconia at Elevated Temperatures, ibid., *110* 4 276—280 (1963).
10. Neil T. Mc. Devitt and William L. Baun, Infrared Absorbtion Spectroscopy in Zirconia Research, Journal Am. Ceram. Soc. *47* 622—624 (1964).
11. Eugene Ryschkewitch, „Oxide Ceramics" Physical Chemistry and Technology (1960), Academic Press, New-York and London, 376—377.

СВОЙСТВА ТВЕРДЫХ РАСТВОРОВ СИСТЕМЫ Cr_2O_3—ZrO_2

(РЕЗЮМЕ)

Изучаются некоторые свойства затвердевших выплавок системы Cr_2O_3—ZrO_2 в молярной области от 5 до 50% ZrO_2.

На основе микроскопического, рентгенографического и инфракрасного спектрального анализа были оделаны выводы о поведении этих окисей в испытанных пропорциях.

Результаты показывают, что в условиях резкого затверждения, происходит образование некоторых кристаллических твердых растворов, характеризующихся теми-же параметрами кристаллических решеток, как и исходные компоненты.

Практические определения диэлектрической постоянной, коэффициента термического расширения, теплоемкости и плотности, подтвердили правильность данных полученных при анализе структуры указанными методами.

PROPRIÉTÉS DES COULÉES SOLIDES DANS LE SYSTHEME Cr_2O_3—ZrO_2

(RÉSUMÉ)

On y présente certaines propriétés du coulée solidifié, du systhème Cr_2O_3—ZrO_2, du 5% molaire ZrO_2 a 50% molaire.

A la suite de l'analyse microscopique et radiographique ainsi que celle des spectres d'infrarouge, on est arrivé aux conclusions imposées par le comportement des deux oxides dans les proportions utilisées.

Les résultats prouvent que dans des conditions brusques de solidifications, a lieu la formation de certaines solutions solides cristallisées, ayant les même paramètres pour les résaux cristallins que pour les composants initiaux.

Par ailleurs, les determinatíons pratiques concernant la constante diélectrique, le coefficient de dilatation thermique, la chaleur spécifique ainsi que la densité ont confirmé les constatations obtenues a la suite de l'analyse de la structure par les méthodes mentionées.

PROPRIETĂȚI FIZICE ALE UNOR MATERIALE DIN SISTEMUL: Zr—Co—O, OBȚINUTE PRIN TOPIRE ÎN JET DE PLASMĂ

DE

D. BECHERESCU, F. WINTER, FR. MARX

În prezenta lucrare au fost studiate unele proprietăți fizice ale unor materiale superrefractare obținute prin topirea unor amestecuri de ZrO_2 și Co în jet de plasmă, răcite brusc după topire.

I. INTRODUCERE

Proprietățile remarcabile ale ZrO_2 stabilizat au făcut ca acest oxid să devină în ultimul timp unul din oxizii cu perspectivele cele mai mari în domeniul materialelor superrefractare. În prezent el este folosit ca component de bază pentru fabricarea unor materiale ceramice superrefractare termoizolatoare în industria rachetelor [1], în construcția reactoarelor atomice [2] și în alte scopuri speciale ca de exemplu (împreună cu oxidul de hafniu și aluminiu) pentru acoperiri protectoare ale antenelor radar etc.

Importanța ZrO_2 ca material superrefractar cu aplicații din cele mai deosebite se vede și din numărul tot mai mare de cercetători ca B. C. Weber [3], P. Murray [4], R. Ruh [5], [6], [7], C. T. Lynch [8], K. Smith [9] și alții care și-au concentrat atenția lor asupra acestui oxid respectiv asupra unor materiale pe baza lui.

Prezenta lucrare este o continuare a unui studiu privind compoziția, structura și proprietățile unor materiale ce se obțin dintr-un amestec de ZrO_2 și Co metalic, care este topit în jet de plasmă de argon, la temperaturi peste 10 000 °K și în mediu inert și care după topire este răcit brusc. Studiile roentgenografice, spectrografice și microscopice [10] au arătat că la temperaturi ridicate (peste 10 000 °K) bioxidul de zirconiu reacționează parțial cu cobaltul metalic ducînd la formarea de CoO și Co_2O_3 respectiv Zr metalic care formează cu ZrO_2 și Co metalic (ca componenți inițiali) soluții solide omogene sau heterogene în funcție de conținutul inițial de cobalt.

II. PARTEA EXPERIMENTALĂ

1. Prepararea topiturilor

Pentru studiul proprietăţilor topiturilor solidificate ale sistemului Zr—Co—O s-au folosit drept substanţe de bază ZrO_2 şi Co metalic în pulbere, ambele pro analysi. Probele cîntărite la balanţa analitică, în proporţiile de 1 pînă la 10% Co respectiv 99 pînă la 90% ZrO_2 au fost bine omogenizate apoi presate, la o presiune de 100 atm. sub formă de paralelipipede dreptunghice cu lungime de 6 cm şi o secţiune de aproximativ 0,25 cm^2. Probele astfel confecţionate au fost topite într-un jet de plasmă de argon ale cărui temperaturi maxime au atins 30 000 °K — plasma realizată cu un generator de plasmă cu o putere instalată de 60 kW. Topiturile rezultate la părăsirea jetului s-au solidificat brusc.

2. Densitatea

Determinările experimentale privind densitatea compoziţiilor de topituri solidificate ale sistemului Zr—Co—O, luate în studiu, au fost efectuate după metoda picnometrului. Ca lichid de referinţă s-a folosit alcool etilic. Determinările au fost făcute asupra materialului adus în stare de pulbere, la fineţea de 10 000 ochiuri/cm^2. Rezultatele sînt arătate în diagrama din fig. 1.

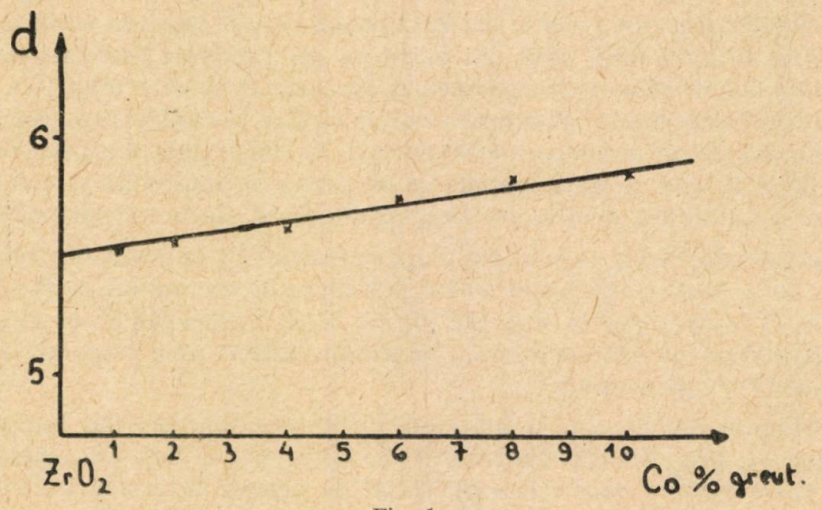


Fig. 1.

3. Căldura specifică

Topiturile solidificate ale sistemului Zr—Co—O, sub forma unor granule cu un diametru echivalent de aproximativ 5 mm, au fost supuse determinării căldurii specifice în intervalul 500—1 000 °C pentru compozi-

țiile 1, 2, 4, 6, 8, și 10% Co metalic. Determinările s-au făcut după metoda clasică calorimetrică ; valorile acestea sînt înfățișate în diagrama din fig. 2.

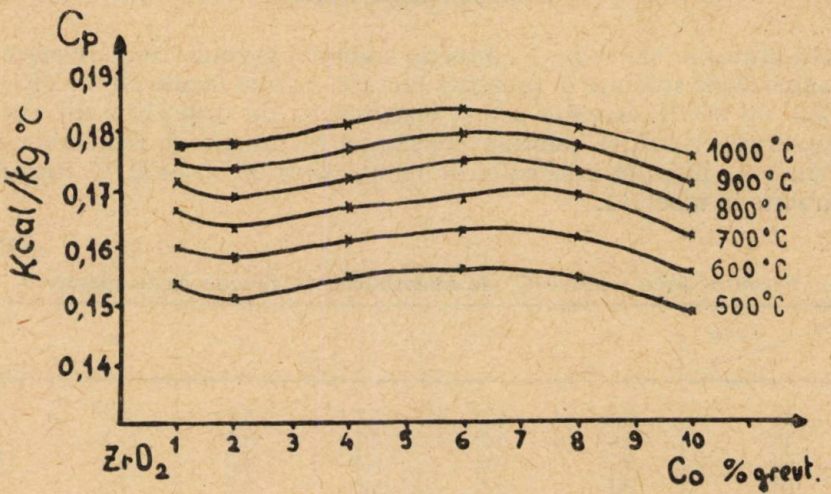


Fig. 2.

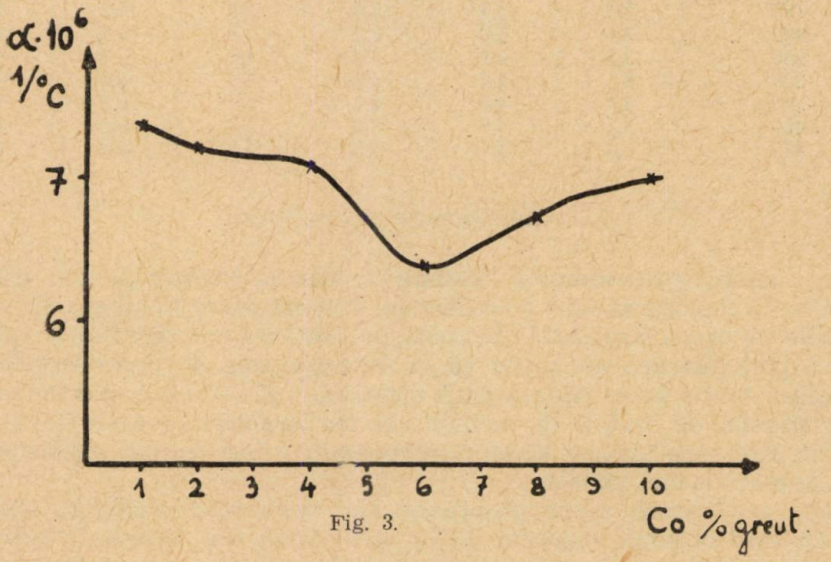


Fig. 3.

4. **Coeficientul de dilatare termică**

În vederea stabilirii valorilor acestei proprietăți ale topiturilor solidificate din sistemul studiat s-au confecționat baghete prismatice cu lungime de 65 mm și diametrul echivalent de aproximativ 6 mm. Determinările au fost efectuate pentru intervalul 20—1 000 °C, cu ajutorul unui dilatometru diferențial cu tub și tijă de cuarț model Weiss tip Ulbricht. Valorile coeficientului de dilatare termică sînt înfățișate în diagrama din fig. 3.

5. Permitivitatea relativă

Măsurătorile efectuate în direcţia stabilirii permitivităţii relative pentru compoziţiile studiate în prezenta lucrare, au fost făcute cu un DK-metru OEHME tip 60GK. Aceasta a fost înzestrat cu un dispozitiv adecvat pentru urmărirea variaţiei valorilor constantei în funcţie de temperatură. Încercările s-au făcut în intervalul de temperaturi 20 °C—450 °C. Rezultatele sînt arătate în tabelul I.

Tabelul 1

Permitivităţile relative E_r ale materialelor în funcţie de temperatură

°C \ % Co	1	2	4	6	8	10
20	2,6	6,5	5,7	3,3	5,1	4
40	2,6	6,7	5,7	3,5	5.1	4,2
60	2,7	6,6	5,8	3,5	5,1	4,2
80	3,1	6,1	5,8	3,5	5,2	4,2
100	3,2	5,9	5,8	3,5	5,2	4,2
150	3,4	5,4	5,9	3,6	5,2	4,1
200	3,6	5,0	5,9	3,8	5,2	4,3
250	3,8	4,1	6,0	4,1	5,3	4,4
300	4	4,6	6,2	4,4	5,3	4,6
350	4,4	4,6	6,4	4,7	5,5	4,7
400	4,7	4,6	6,6	5,1	5,8	4,9
450	5,1	4,1	6,5	5,2	6,3	5,1

III. REZULTATE ŞI DISCUŢII

Ansamblul proprietăţilor studiate în această lucrare pentru sistemul Zr—Co—O considerat, sînt o confirmare a concluziilor rezultate din determinările de ordin structural efectuate pe cale roentgenografică şi spectrografică [10]. Acestea au arătat că la temperaturile de peste 10 000 °K şi atmosferă inertă între componenţii sistemului Zr—Co—O, plecîndu-se de la un amestec de ZrO_2 şi Co metalic, are loc formarea de CoO, Co_2O_3 şi Zr metalic. Prezenţa tuturor acestor componenţi a fost tocmai confirmată de studiile mai sus menţionate.

Din acest motiv unele proprietăţi ca : densitatea şi căldura specifică care în mod obişnuit respectă legea aditivităţii, la sistemul considerat pentru condiţiile cercetate în prezenta lucrare nu s-au confirmat.

Astfel densitatea probelor cu un conţinut de pînă la 10% Co metalic prezintă valori sub acelea ale celor teoretice obţinute după legea aditivităţii între ZrO_2 şi Co metalic. Diferenţa este pregnantă aşa cum au arătat rezultatele pentru domeniul de concentraţii mici în Co metalic, deci la domeniul în care este favorizată formarea compuşilor oxigenaţi ai cobaltului. Aceleaşi concluzii se pot desprinde şi din valorile aflate pentru căldurile specifice. Astfel valorile compoziţiilor cu peste 6% cobalt metalic se situează sub acelea ale proporţiilor mai mici.

Alura curbelor arată că această scădere este deja pronunțată pentru proporția de 10% Co metalic. Creșterea valorilor căldurii specifice în intervalul 1% pînă la 6% se poate pune pe seama căldurilor specifice ale oxizilor de cobalt formate în procesul topirii celor doi componenți ZrO_2 și Co metalic în jet de plasmă.

Valorile acestor călduri specifice mai mari decît acelea ale metalului contribuie pentru proporțiile mici de metal prezent în sistem la creșterea valorilor respective ale căldurilor specifice, ale topiturilor solidificate studiate.

În ceea ce privește dilatarea lineară a probelor studiate valorile obținute demonstrează că proporția de 2% Co metalic în amestecul inițial supus topirii stabilizează ZrO_2. Aceasta se poate observa din curba nr. 2 din fig. 4. Alura acestei curbe este aceeași cu a ZrO_2 stabilizat, citat în literatură [11].

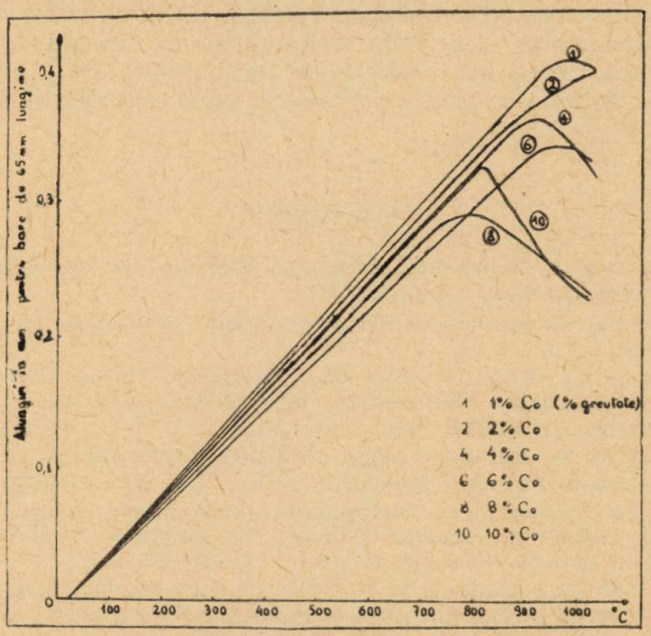


Fig. 4.

Aceeași concluzie se desprinde din studiul spectrelor de infraroșu, care au arătat că la această proporție are loc stabilizarea ZrO_2 sub formă cubică, proces care se datorește prezenței oxidului de cobalt format în reacție.

Referitor la variația coeficientului de dilatare termică lineară și permitivității relative în funcție de conținutul de cobalt în sistemul Zr—Co—O, se observă că adaosul maxim de 6% reprezintă un domeniu de modificare considerabilă a proprietăților acestor materiale.

Pe baza tuturor acestor observații desprinse din proprietățile studiate se poate presupune că pînă la un adaos de 6% Co metalic în amestecul inițial, în materialele obținute prin topire în jet de plasmă proprietățile maselor superrefractare pe bază de ZrO_2, sînt influențate în primul rînd de oxizii de cobalt, ce iau naștere, iar peste această proporție — de cobalt metalic prezent.

IV. CONCLUZII

Cercetările întreprinse asupra proprietăților studiate ale sistemului Zr—Co—O, supus topirii într-un jet de plasmă și solidificat brusc, au confirmat concluziile obținute prin studiul structurii maselor. Ele demonstrează că în condițiile temperaturilor foarte înalte, de peste 10 000 °K și în atmosferă inertă, ZrO_2 reacționează parțial cu cobalt metalic. Prezența compușilor formați influențează proprietățile bioxidului de zirconiu ca oxid superrefractar și permite dirijarea lor în direcția dorită. Efectul de stabilizare pe care-l manifestă acești oxizi asupra ZrO_2, oferă garanția posibilităților de folosire practică a acestor mase ceramice superrefractare.

BIBLIOGRAFIE

1. E. Meckelburg, Isolierende keramische überzüge für Flugzeuge und Raketentechnik, Blech 8, 461—62, 1961.
2. Deri Marta, Atomerömüvek kerámiai anyagai, Epitöanyag 13, 121—32 aprilis 1961.
3. B. C. Weber, M. A. Schwartz, Über Zirkonoxid ; Seine Kristallpolymorphie und Eignung als Werkstoff für hohe Temperaturen, Ber. Deutsch. Keram. Ges., 34, 12, 391—396, 1957.
4. P. Murray, E. B. Allison, Study of Monoclinic=Tetragonal Phase Transformation in Zirconia, Trans. Brit. Ceram. Soc., 53 6 335—361 1954.
5. R. Ruh and H. I. Garret, Reactions of Chromium and Zirconia, Presented at the Sixty-Third Annual Meeting, The American Ceramic Society, Toronto, Canada, April 1961 in press J. Am. Ceram. Soc.
6. R. Ruh, N. M. Tallan and N. A. Lipsitt, Effect of Metal Additions on the Properties of Zirconia ; presented at the Sixty-Fourth Annual Meeting, The American Ceramic Society, New-York, 1962.
7. R. Ruh, Reactions of Titanium and Zirconia at Elevated Temperatures, J. Am. Ceram. Soc., 46, 7, 301—307, 1963.
8. C. T. Lynch, F. W. Vahldick, L. B. Robinson, Monoclinic-Tetragonal Transition of Zirconia, J. Am. Ceram. Soc., 44, 3, 147—148, 1961.
9. D. K. Smith, C. R. Cline, Verification of Existence of cubic Zirconia at high Temperature, J. Am. Ceram. Soc. 45, 5, 249—50, 1962.
10. D. Becherescu, F. Winter și S. Flondor Străin, Reacția bioxidului de zirconiu cu cobalt metalic la temperaturi înalte, J. Am. Ceram. Soc. 1965 (sub tipar).
11. E. Ryshkewitch, „Oxide Ceramics" Physical Chemistry and Technology, p. 376—377 Academic Press, New-York and London 1960.

ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА НЕКОТОРЫХ МАТЕРИАЛОВ СИСТЕМЫ Zr—Co—O ПОЛУЧЕННЫХ ПУТЕМ РАСПЛАВКИ В ПЛАЗМЕННОЙ СТРУЕ

(РЕЗЮМЕ)

В настоящей работе, авторы исследовали некоторые физические свойства, удельный вес, теплоемкость, термического расширение и диэлектрическую постоянную образцов полученных путем расплавки некоторых смесей ZrO_2 и Co (с содержанием до 10% Co) в плазменной струе аргана и охлажденных сразу после расплавки.

Результаты определений подтвердили что в условиях высоких температур и в инертной атмосфере, металлический кобальт частично реагирует с ZrO_2 образуя окиси кобальта и металлического Zr.

Выводы полученные на основании результатов покаызвают что наличие данных соединений стабилизует кубическую форму двуокиси циркония.

PROPRIÉTÉS PHYSIQUES DE CERTAINS MATÉRIAUX DU SISTÈME Zr—Co—O, OBTENUES PAR FUSION EN JET DE PLASMA

(RÉSUMÉ)

Dans cet ouvrage, les auteurs ont etudié certaines propriétés physiques, le poids spécifique, la chaleur spécifique la dilatation thermique et la constante diélectrique des preuves obtenues par la fusion de quelques mélanges de ZrO_2 et Co (avec un contenu allant jusqu'au poids de 10% en Co) en jet de plasma d'argon et refroidies brusquement apres la fusion.

Les resultats des déterminations ont confirmé que dans les conditions de hautes températures et d'atmosphère inerte — le cobalt métallique réagit partiellement avec ZrO_2 portant à la formation des oxygénés du cobalt et zirconium métallique.

Les conclusions qui en resultent montrent que la présence des ces composés stabilise la forme cubique du bioxyd de zirconium.

CONTRIBUȚII LA STUDIUL PROCESULUI DE ARDERE ÎNTR-UN MOTOR CU APRINDERE PRIN COMPRESIUNE *)

DE

M. BĂNĂRESCU, TR. RAICA, V. BARBU

1. INTRODUCERE

Pe baza diagramelor indicate presiune timp (p, τ) ridicate pentru un motor cu aprindere prin compresiune, s-a efectuat studiul termodinamic al procesului de ardere.

În cazul motoarelor cu ardere internă interesează legea de degajare în timp a energiei termice, precum și variația numărului de moli, care determină valorile presiunii din timpul arderii și destinderii, randamentul indicat al motorului fiind influențat în foarte mare măsură de variația acestora. Pentru a obține un randament bun este necesar să se grăbească degajarea căldurii pentru pozițiile pistonului de la începutul destinderii și să se reducă la minimum arderea de la sfîrșitul acestei curse.

Întrucît este imposibil să se urmărească în toate detaliile lui procesul de ardere, s-a determinat numai legea de degajare în timp a energiei termice, cu ajutorul diagramei presiune timp (p, τ) și cu formulele care redau transformările de stare ale gazelor.

2. CACULUL CĂLDURII PRIMITE SAU CEDATE DE CĂTRE FLUIDUL DIN CILINDRUL MOTORULUI

Pentru calculul căldurii primite sau cedate de către fluidul din cilindrul motorului se folosesc:

a) Ecuația termică de stare a gazelor.

b) Ecuația energiei.

c) Diagrama presiune timp (p, τ).

* Lucrare comunicată la ședința din 16—17 mai 1964.

Din cele două ecuații se obține expresia căldurii primite (cedate) de către gaze :

$$dQ_g = dU + ApdV = Gc_v dT + ApdV =$$

$$= \frac{c_v}{R}(pdV + Vdp) + ApdV = \frac{c_p}{R} pdV + \frac{c_v}{R} Vdp$$

și

$$dQ_g = \frac{A}{\varkappa - 1}(\varkappa pdV + Vdp).$$

Împărțind cu $d\tau$, respectiv $d\alpha$ se obțin relațiile [2] :

$$\frac{dQ_g}{d\tau} = \frac{A}{\varkappa - 1}\left(\varkappa p_m \frac{dV}{d\tau} + V_m \frac{dp}{d\tau}\right)\left(\frac{\text{kcal}}{\text{s}}\right) \tag{1}$$

respectiv :

$$\frac{dQ_g}{d\alpha} = \frac{A}{\varkappa - 1}\left(\varkappa p_m \frac{dV}{d\alpha} + V_m \frac{dp}{d\alpha}\right)\left(\frac{\text{kcal}}{\text{rad}}\right) \tag{2}$$

în care $\varkappa = \frac{c_p}{c_v}$ reprezintă raportul căldurilor specifice.

Ținînd seama de ecuația mișcării pistonului s-a calculat volumul ocupat de gaze, cu expresia :

$$V = V_c + \frac{V_h}{2}\left(1 - \cos\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin^2\alpha + \ldots\right) \tag{3}$$

apoi variația de volum :

$$\frac{dV}{d\alpha} = \frac{V_h}{2}\left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha \ldots\right) \tag{4}$$

volumul mediu :

$$V_m = \frac{V_1 + V_2}{2}$$

și diferența de volum :

$$\Delta V = V_2 - V_1.$$

În relațiile (3) și (4) s-au înlocuit valorile :

$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S$ — volumul corespunzător cursei pistonului,

$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}$ — volumul spațiului mort, calculat pentru raportul de compresiune ε și

$\lambda = \frac{r}{L}$ — raportul dintre raza manivelei motoare și lungimea bielei.

Valorile presiunii p s-au măsurat din diagrama (p, τ) și apoi s-au calculat presiunile medii : $p_m = \frac{p_1 + p_2}{2}$ și diferențele de presiune $\Delta p = p_2 - p_1$, pentru intervale de cinci grade de rotire a manivelei motoare.

Valorile obținute pentru p_m, Δp, V_m și ΔV s-au reprezentat în figura 1, pentru intervalul $\alpha = 60°$ înainte de PMI în faza de compresiune și pînă la $\alpha = 110°$ după PMI cînd se deschid supapele de evacuare. Din figura 1 se constată că variația maximă a creșterii presiunii $\left(\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}\right)$ este de 2 (kgf/cm²/°RAC) ceea ce indică o funcționare liniștită a motorului.

Aceste valori s-au înlocuit în ecuația (2). Rezultatele calculelor efectuate cu ecuația (2) s-au reprezentat în figura 2 pentru :

a) cazul gazelor perfecte cu $\varkappa = 1{,}41$,

b) cazul cînd s-a calculat $x = \frac{c_p}{c_v}$ ținînd seama de temperatura și compoziția gazelor reale și

c) cazul cînd căldura primită de gaze s-a calculat cu expresia :

$$\frac{dQ_z}{d\alpha} = \frac{dU}{d\alpha} + \frac{d(AL_l)}{d\alpha}. \tag{5}$$

Valorile energiei interne U s-au calculat cu ajutorul tabelelor pentru gazele reale ținînd seama de temperatura și compoziția gazelor din cilindrul motorului.

Căldura corespunzătoare lucrului mecanic indicat s-a calculat cu relația :

$$\Delta(AL_l) = 10Ap_m\Delta V \tag{6}$$

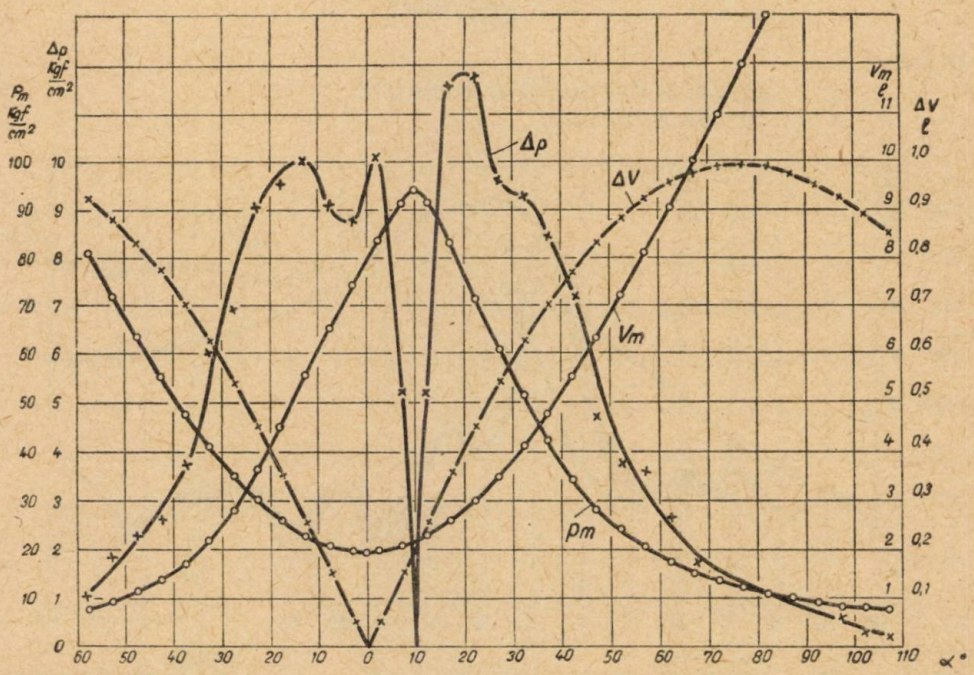


Fig. 1. Variația presiunilor p_m și Δp, respectiv volumelor V_m și ΔV în funcție de α

iar temperatura gazelor cu ajutorul ecuației termice de stare, ținînd seama de greutatea gazelor din cilindrul motorului și valorile presiunilor p și volumului V :

$$T = \frac{pV}{GR}.$$

Greutatea aerului aflat în cilindrul motorului în timpul compresiunii s-a stabilit pe baza elementelor inițiale :

p_a, T_a, V_a — presiunea, temperatura și volumul cilindrului la sfîrșitul aspirației.

Greutatea aerului din cilindru :

$$G_a = \frac{p_a V_a}{R_a T_a} \text{ (kgf)}.$$

La același rezultat s-a ajuns pornind și de la consumul efectiv orar de combustibil :

$$B = b_e P_e \text{ (kgf/h)}$$

în care :

b_e — consumul specific efectiv de combustibil,
P_e — puterea efectivă a motorului.

Cantitatea de combustibil introdusă în cilindru la o injecție va fi :

$$B_1 = \frac{2B}{60nz} \text{ (kgf)}$$

în care :

z — numărul de cilindri ai motorului,
n — turația motorului.

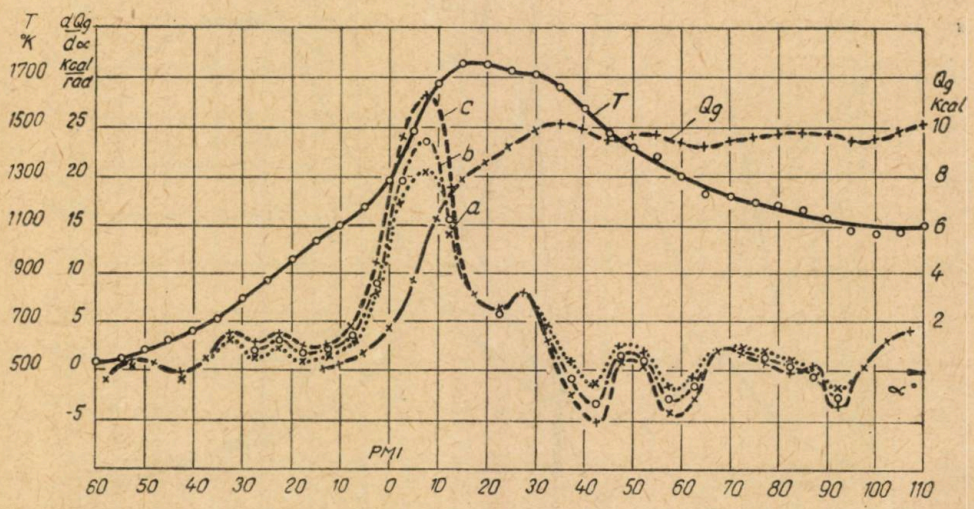


Fig. 2. Variația temperaturii gazelor T, căldurii primite de gaze $\left(\frac{dQ_g}{d\alpha}\right)$ respectiv Q_g.

Aerul teoretic necesar arderii motorinei folosite este : $L_0 = 14{,}5$ (kgf/kgf), iar aerul total $L = \lambda L_0$ (kgf/kgf), în care λ este coeficientul de exces de aer.

Cantitatea de aer corespunzătoare combustibilului injectat este :

$$G_a = B_1 L \text{ (kgf)}.$$

Această valoare s-a introdus în ecuaţia termică de stare pentru calculul temperaturii aerului în timpul fazei de compresiune.

În figura 2 se constată că valorile căldurii $\left(\frac{dQ_g}{d\alpha}\right)$ primite de gazele din cilindrul motorului sînt maxime în intervalul $\alpha = 5—10°$ după PMI în toate trei ipoteze de calcul şi anume 28,4 (kcal/rad) în ipoteza (c), faţă de 20,5 (ipoteza a) şi 23,6 (ipoteza b). Rezultatele calculelor efectuate în ipoteza (b) se situează între cazul (a) al gazelor perfecte şi cazul (c) al gazelor reale. Se va lua în considerare ultima ipoteză care este cea mai apropiată de condiţiile reale de funcţionare.

Tot în figura 2 s-a reprezentat şi variaţia temperaturii (T) a gazelor în funcţie de unghiul (α) de rotire a manivelei şi variaţia căldurii (Q_g) primite de gaze în intervalul de la începutul injecţiei pînă la un moment dat. Valoarea maximă a temperaturii s-a obţinut pentru $\alpha = 15°$ după PMI.

3. STUDIUL PROCESULUI DE ARDERE ŞI DESTINDERE

În cazul motoarelor cu aprindere prin compresiune, fracţiunea de combustibil care îşi termină arderea spre sfîrşitul destinderii este mică şi de aceea terminarea arderii acestei fracţiuni nu are o influenţă deosebită asupra valorii randamentului indicat.

Datorită faptului că arderea în motoarele cu aprindere prin compresiune durează pînă la sfîrşitul fazei de destindere, rezultă o oarecare imprecizie cu care se determină mărimile de stare ale fluidului. Cu toate acestea utilizarea diagramei presiune timp pentru studiul procesului de ardere şi destindere este recomandabilă pentru concluziile interesante ce se pot trage.

Pentru simplificarea calculelor se face în primul rînd abstracţie de fenomenul de disociere, neglijabil în cazul motoarelor cu aprindere prin compresiune datorită excesului de aer mare şi tendinţei de recombinare în timpul cursei de destindere. De asemenea se admite că fracţiunea de combustibil ce a participat la ardere pînă în momentul considerat a ars complet fără a da naştere la produse intermediare.

Mărimile de stare ale fluidului într-un punct oarecare x al curbei de destindere s-au determinat aplicînd ecuaţia energiei între punctul i de la începutul injecţiei şi punctul x considerat.

Pentru acest interval se obţine relaţia (1) :

$$U_i + E_i = U_x + E_x + [AL]_i^x + Q_p \qquad (7)$$

în care :

U_i — energia internă a aerului în starea reprezentată de punctul i ;

$E_i \cong H_i$ — energia chimică a amestecului din cilindru — egală aproximativ cu puterea calorifică inferioară a combustibilului injectat ;

U_x — energia internă a gazelor din cilindru în punctul x ;

E_x — energia chimică ce s-ar putea degaja prin arderea restului de combustibil nears ;

$[L]_i^x$ — lucrul mecanic indicat, primit de piston de la gaze în intervalul i—x ;

Q_p — căldura cedată pereților camerei de lucru a cilindrului prin convecție și radiație, de către gazele de ardere, în intervalul i—x.

Combustibilul utilizat pentru ardere în motor este motorina cu compoziția chimică :

$$c=0{,}863 \text{ (kgf/kgf)} ; \quad h=0{,}133 ; \quad s=0{,}003 ; \quad o=0{,}001.$$

și puterea calorifică inferioară $H_i = 10\,180$ (kcal/kgf).

Aerul minim necesar arderii stoichiometrice a combustibilului s-a calculat cu relația :

$$L_0 = \frac{1}{0{,}21}\left(\frac{c}{12}+\frac{s}{32}+\frac{h}{4}-\frac{o}{32}\right) = 0{,}501\left(\frac{\text{kmol}}{\text{kgf}}\right) = 14{,}5\left(\frac{\text{kgf}}{\text{kgf}}\right)$$

iar aerul total :

$$L=\lambda L_0 = 0{,}977\left(\frac{\text{kmol}}{\text{kgf}}\right) = 28{,}3\left(\frac{\text{kgf}}{\text{kgf}}\right)$$

și excesul de aer :

$$L_e=(\lambda-1)L_0 = 0{,}476\left(\frac{\text{kmol}}{\text{kgf}}\right)$$

Gazele produse prin arderea stoichiometrică au compoziția :

$$CO_2 \ldots \frac{c}{12} = 0{,}072\left(\frac{\text{kmol}}{\text{kgf}}\right) \quad 13{,}5\%$$

$$H_2O \ldots \frac{h}{2} = 0{,}0665 \quad 12{,}5\%$$

$$N_2 = 0{,}79\,L_0 = 0{,}3955 \quad 74{,}0\%$$

Numărul de moli de gaze provenite prin ardere stoichiometrică este :

$$N_g = 0{,}534\left(\frac{\text{kmol}}{\text{kgf}}\right)$$

Numărul total de moli de gaze produse prin ardere este :

$$N = N_g + L_e = 1{,}01\left(\frac{\text{kmol}}{\text{kgf}}\right)$$

cu greutatea moleculară $M = 28{,}9$ și constanta gazelor $R = 29{,}3$.

Pentru cantitatea de combustibil injectat în cilindrul motorului B_1, corespund valorile :

B_1L_0 (kmol) aer teoretic,
B_1L_e (kmol) aer în exces,
B_1L (kmol) aer total,
B_1N_g (kmol) gaze produse prin arderea stoichiometrică.

Pentru a aplica ecuația energiei (7) s-a calculat în primul rînd temperatura aerului T_i de la începutul injecției și apoi energia internă :

$$U_i = B_1 L U_{ai} \text{ (kcal)}$$

și energia chimică a combustibilului injectat :

$$E_i = B_1 H_i \text{ (kcal)}.$$

Căldura Q_p cedată pereților răciți ai camerei de lucru în intervalul i—x s-a calculat aproximativ. S-a folosit relația lui Nusselt pentru calculul coeficientului (α_c) de transmitere prin convecție a căldurii. Pierderile de căldură prin radiație ale gazelor s-au neglijat fiind mici în comparație cu pierderile prin convecție în cazul motoarelor cu aprindere prin compresiune. La calculul căldurii Q_p s-a ținut seama de faptul că pistonul motorului este răcit forțat cu ulei. Aplicînd ecuația energiei pentru intervalul $\alpha = -13°30' \div 110°$ și considerînd că la începutul evacuării gazelor a rămas nears 1% din combustibilul injectat a rezultat pentru Q_p o anumită valoare. În urma calculului căldurii cedate pereților pentru intervale de cîte 5° rotire a manivelei motoare s-a ajuns prin însumare la o valoare egală cu cea stabilită cu ajutorul ecuației energiei. Verificarea aceasta a fost necesară neavînd elemente suficiente pentru calculul lui Q_p.

Pentru calculul fracțiunii de combustibil ars pînă într-un punct x de pe diagrama (p, τ) s-a procedat astfel :

S-a notat cu X expresia :

$$X = U_i + E_i - [AL]_i^x - Q_p$$

astfel că expresia (7) devine :

$$E_x = X - U_x = X - [(B_1L - B_{ax}L_0)U_{ax} + B_{ax}N_gU_{gx}] =$$
$$= X - [B_1L - (B_1 - B_x)L_0]U_{ax} - (B_1 - B_x)N_gU_{gx} =$$
$$= X - \left[B_1L - \left(B_1 - \frac{E_x}{H_i}\right)L_0\right]U_{ax} - \left(B_1 - \frac{E_x}{H_i}\right)N_gU_{gx}$$

și

$$E_x = \frac{X - B_1L_eU_{ax} - B_1N_gU_{gx}}{1 + \frac{L_0}{H_i}U_{ax} - \frac{N_g}{H_i}U_{gx}} \tag{8}$$

U_{ax} și U_{gx} fiind energia internă molară pentru aer, respectiv pentru gazele produse prin arderea stoichiometrică, considerate la temperatura T_x.

Temperatura $T_x = \frac{p_xV_x}{G_xR_x}$ s-a calculat apreciind inițial valoarea greutății G_x a gazelor și apoi verificînd-o pe baza cantității de combustibil ars.

Valoarea lui R_x s-a putut considera tot timpul egală cu 29,3 avînd un coeficient de exces de aer relativ mare.

Avînd calculată valoarea lui E_x s-a stabilit cantitatea de combustibil nears :

$$B_x = \frac{E_x}{H_i}$$

și apoi cantitatea de combustibil ars :

$$B_{ax} = B_1 - B_x.$$

Cu această valoare s-au stabilit numărul de moli de aer în exces :

$$L_{ex} = B_1 L - B_{ax} L_0$$

numărul de moli de gaze produse prin arderea stoichiometrică :

$$N_{gx} = N_g B_{ax}$$

și energia internă în punctul x considerat :

$$U_x = L_{ex} U_{ax} + N_{gx} U_{gx}$$

S-a calculat apoi diferența $X - U_x = E_x$, iar valoarea obținută pentru E_x s-a comparat cu cea obținută inițial pentru E_x cu formula (8).

Metoda expusă are avantajul de a permite calculul rapid al fracțiunii de combustibil ars pînă într-un anumit punct al diagramei presiune timp, pe baza temperaturii gazelor, ulterior stabilindu-se compoziția acestora.

Rezultatele calculelor s-au reprezentat în figura 3, și anume variația lucrului mecanic indicat $[AL]_i^x$ a energiei interne U_x, a energiei E_x cores-

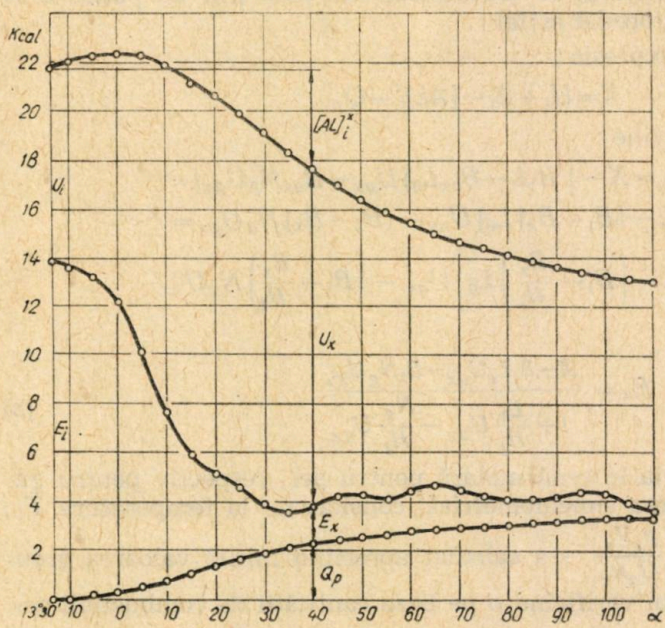


Fig. 3. Variația energiei interne, lucrului mecanic, energiei corespunzătoare combustibilului nears și căldurii cedate pereților în timpul arderii și destinderii.

punzătoare combustibilului nears și a căldurii cedate pereților Q_p, în funcție de unghiul de rotire a manivelei motoare.

Din figura 3 se observă că procesul de ardere continuă în tot timpul cursei de destindere, dar cea mai mare parte a combustibilului arde la începutul cursei astfel că la 35° rotire a manivelei motoare după PMI, a ars 89,3% din cantitatea totală de combustibil injectat. La 10° după PMI, unde se atinge presiunea maximă în cilindrul motorului a ars 50,5%, iar la 15° după PMI unde se atinge temperatura maximă a gazelor din cilindru a ars 65% din cantitatea totală de combustibil injectat.

CONCLUZII

— Din urmărirea diagramelor presiune timp, ridicate pentru diferiți cilindri ai motorului rezultă o comportare identică a acestora.

— Procesul de ardere în cilindrul motorului continuă în tot timpul destinderii, dar fracțiunea de combustibil care își termină arderea spre sfîrșitul acestei curse este mică.

— Cea mai mare parte a combustibilului arde la începutul destinderii, din datele obținute rezultă că la $\alpha=35°$ după PMI a ars 89,3% din combustibilul injectat în cilindrul motorului.

— Viteza maximă de reacție are loc în intervalul $\alpha=5—10°$ după PMI și are valoarea 0,04 (1/°RAC), valorile întîlnite la motoarele cu aprindere prin compresiune similare fiind 0,025—0,065 [3].

— Variația maximă a creșterii presiunii $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}=2$ (kgf/cm²/°RAC) ceea ce indică o funcționare liniștită a motorului.

— Metoda folosită pentru calculul căldurii primite de către gazele de ardere din cilindrul motorului permite să se urmărească desfășurarea procesului de ardere sub aspectul termodinamic, pe baza presiunilor indicate, deci în condițiile reale de funcționare a motorului.

BIBLIOGRAFIE

1. M. Bănărescu, *Motoare cu ardere internă*, vol, I. Editura tehnică, București, 1957, p. 98—105.
2. K. Zinner, *Schaubild zur Beurteilung des Verbrennungsablaufes im Motor*, VDI, Berlin, 1938, p. 37—43.
3. V. A. Vanșeidt, *Motoare Diesel*, Editura tehnică, București, 1959, p. 42—50.

К ИССЛЕДОВАНИЮ ПРОЦЕССА С ГОРАНИЯ В ДВИГАТЕЛЕ С ЗАЖИГАНИЕМ ПРИ СЖАТИЯ

(РЕЗЮМЕ)

На основании диаграмм давление-время (p, τ) установленных для дизелей с наддувом, проводилось термодинамическое исследование процесса сгорания, при помощи термического уравнения состояния и энергетического уравнения.

В работе приводится расчетный метод для установления количества сгоревшего до определенного момента и распределения полученного тепла. Метод имеет то преимущество, что позволяет следить за процессом сгорания с термодинамической точки зрения на основании данных давлений, т.е. в действительных условиях работы.

На основании результатов установленно :

— Двигатель работает спокойно при возрастании давления $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} = 2$ кг/см^2/°ВПК.

— Процесс сгорании в цилиндре продолжается во все время расширения, но количество горючего которые кончает гореть в конце расширения, весьма мало.

— Найбольшая часть горючего выгорает в начале расширения, так что при $\alpha = 35°$ по ВМТ, выгорает 89,3% горючего вводимого в цилиндр.

BEITRÄGE ZUM STUDIUM DES VERBRENNUNGSVORGANGES IN EINEM DIESEL-MOTOR

(ZUSAMMENFASSUNG)

Auf Grund der Druck-Zeit Diagramme *(p, τ)*, welche für einen aufgeladenen Dieselmotor aufgezeichnet wurden, wurde mit Hilfe der thermischen Zustandsgleichung und der Energiegleichung das thermodynamische Studium des Verbrennungsvorganges durchgeführt.

In der vorliegenden Arbeit, wird eine Rechenmethode vorgeschlagen, welche die Bestimmung der bis zu einem gegebenen Augenblick verbrannten Brennstoffmenge, sowie die Verteilung der durch die Verbrennung entwickelten Wärmemenge, ermöglicht. Der Vorteil der Methode liegt darin, dass sie die Verfolgung des Verbrennungsvorganges vom thermodynamischen Standpunkte aus, auf Grund der indizierten Drücke, also in reellen Funktionsbedingungen, ermöglicht.

Die erzielten Ergebnisse lassen folgende Schlüsse zu :

— Der Motor hat einen ruhigen Lauf, der Druckanstieg beträgt $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} = 2$ kgf/cm^2 °Kurbelwellenumdrehung.

— Der Verbrennungsvorgang im Motorzylinder dehnt sich auf den ganzen Entspannungsvorgang aus ; der Brennstoffanteil aber, dessen Verbrennung erst gegen Ende der Entspannung erfolgt, ist klein.

— Der grösste Teil des Brennstoffes verbrennt am Anfang des Entspannungsvorganges, so dass bei $\alpha = 35°$, nach dem inneren Totpunkt, 89,3% des in den Zylinder eingespritzten Brennstoffes verbrannt ist.

CONTRIBUȚII LA STUDIUL TIPURILOR DE AUTOAPRINDERE A AMESTECURILOR OMOGENE

DE

V. BERINDEAN

INTRODUCERE

Pe baza cercetărilor efectuate asupra modului de aprindere a amestecurilor omogene de combustibil și aer [1] se pot stabili următoarele trei tipuri principale de aprindere :

1. *Autoaprinderea punctiformă*, se produce în focare deosebit de mici (punctiforme) și are ca efect începerea propagării fronturilor de flacără turbulentă, la fel ca și în cazul aprinderii prin scînteie.

2. *Autoaprinderea volumică*, ce se produce în unele volume de dimensiuni finite, propagarea flăcării se face cu viteze mult mai ridicate (100—300 m/s), fiind urmată de apariția undelor primare de șoc de mică intensitate. Frontul flăcării nu este continuu.

3. *Autoaprinderea prin explozie sau cvasidetonantă*, care se propagă cu viteză suprasonică împreună cu unda de șoc, care la limită poate să se transforme în detonație.

Autoaprinderea punctiformă în general nu se extinde, se extind numai fronturile obișnuite de flacără turbulentă de la focarele punctiforme.

Autoaprinderea volumică se extinde prin autoaprinderea consecutivă a volumelor învecinate cu amestecul în curs de aprindere.

Autoaprinderea cvasidetonantă se extinde împreună cu unda de șoc pe baza mecanismului de detonație, cu deosebirea, că în frontul undei de șoc se produce aprinderea numai a volumelor celor mai pregătite, separate aflate în undă.

Apariția cvasidetonației este întotdeauna precedată într-o măsură oarecare de aprinderea volumică, în urma propagării căreia cu viteze, care depășesc 200—250 m/s, apar undele de șoc primare cu o amplitudine destul de mare pentru a provoca în timpul propagării aprinderea porțiunilor celor mai pregătite din amestec.

1. METODICA ŞI REZULTATELE EXPERIMENTALE

1.1. Descrierea instalaţiei

Instalaţia experimentală folosită pentru stabilirea tipurilor de autoaprindere a fost de tipul TIAM-9-2 pentru determinarea cifrei octanice după metoda motor, completată cu instalaţia piezoelectrică RFT Zwönitz (R.D.G.) şi cu un oscilograf mecanic 4 SO 108 RFT, precum şi cu toate agregatele şi dispozitivele necesare studiului autoaprinderii [2].

1.2. Metodica experimentală

Cercetarea diferitelor tipuri de autoaprindere este posibilă prin fotografierea interiorului camerei de ardere sau prin studierea aspectului diagramei indicate. Diferitele tipuri de autoaprindere pot fi deduse şi cu ajutorul diagramelor p—t sau p—α RAC.

1.3. Prelucrarea rezultatelor experimentale

Astfel pe baza cercetării alurii a 85 diagrame de autoaprindere (71 fotografiate pe ecranul osciloscopului fotocatodic şi 15 cu instalaţia de fotografiere a oscilografului mecanic) pot fi scoase în evidenţă următoarele tipuri de diagrame de autoaprindere.

1. *Diagrame fără oscilaţii de presiune (fără bătăi)*

Aceste diagrame sînt caracteristice mai ales regimurilor cu temperaturii ridicate ale amestecului şi presiunii de comprimare relativ reduse. Diagrama indicată pune în evidenţă o ardere normală fără oscilaţii de presiune, ceea ce dovedeşte că avem o autoaprindere punctiformă, figura 1.

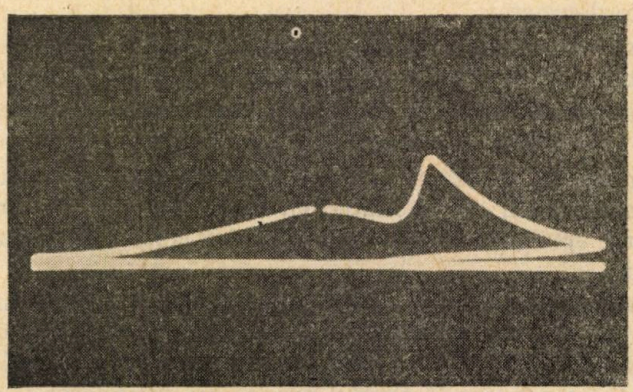


Fig. 1. Diagramă cu autoaprindere punctiformă. Benzină CO N 60 t_{am}=150 °C, ε=6,93.

Autoaprinderea are loc în timpul destinderii la un unghi $\alpha=23°48'$ după PMI, din care cauză temperatura amestecului scade. Această scădere de temperatură poate fi determinată cu relația :

$$\Delta T = T_c\left(1-\frac{T_a}{T_c}\right) \tag{1}$$

în care : indicele α se referă la punctul unde începe autoaprinderea după PMI. Considerînd destinderea adiabatică avem :

$$\frac{T_a}{T_c}=\left(\frac{V_c}{V_a}\right)^{\varkappa-1}$$
$$\frac{V_a}{V_c}=1+c\alpha^2\ [3] \tag{2}$$

unde : c — constantă, care se determină cu relația :

$$c=0{,}294\ (\varepsilon-1)\ \text{pentru}\ \alpha\leqslant 40° \tag{3}$$

$$\frac{V_a}{V_c}=1+0{,}294(6{,}93-1)\cdot 0{,}416^2=1{,}301 \tag{4}$$

pentru $\varepsilon=6{,}93$ prin interpolarea rezultatelor din tabelul 1 se obține $\varkappa_1=1{,}306$.

Tabelul 1

Benzină COM-60
$t_{am}=150\ °C$

Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
λ	0 472	0,509	0,564	0,622	0,701	0,802	0,930	1,097	1,130
ε	7,02	0,725	6,87	6,82	6,975	7,17	7,39	7,59	7,78
T_{al}	304	303	310	311	305	305	314	313	315
$\varkappa_1$	1,290	1,293	1,297	1,300	1,308	1,312	1,315	1,320	1,321
T_c	535	542	551	554	555	565	589	599	608

$$\frac{T_a}{T_c}=\frac{1}{1{,}301^{0{,}306}}=0{,}922. \tag{5}$$

Dacă în expresia vitezei reacției pentru simplificare se ia în considerare numai factorul exponențial, raportul dintre vitezele reacțiilor este :

$$\frac{W_a}{W_c}=e^{C_2\left(\frac{1}{T_a}-\frac{1}{T_c}\right)}=e^{\frac{C_2}{T_c}\left(\frac{T_c}{T_a}-1\right)} \tag{6}$$

în care :

$$C_2=\frac{E}{AR_M}. \tag{7}$$

Energia de activare pentru stadiul flăcării reci poate fi calculată cu relația experimentală :

$$CO = 180 - 5E \text{ kcal [4]}. \tag{8}$$

Variația liniară a energiei de activare este valabilă și pentru alte stadii ale procesului de autoaprindere, precum și pentru procesul de autoaprindere și de detonație în ansamblu [5].

Pentru

$$Co = 60, \quad E = 24 \text{ kcal/mol}$$

$$C_2 = \frac{24\,000}{1{,}986} = 12\,100.$$

Temperatura de la sfîrșit de comprimare :

$$T_c = T_{a_i} \varepsilon^{x_1 - 1} = 308.6{,}93^{0{,}306} = 557\ ^\circ K$$

$$\frac{W_a}{W_c} = e^{\frac{12\,100}{557}(1{,}083-1)} = 6{,}074 \tag{9}$$

ceea ce înseamnă că din cauza destinderii viteza reacției este micșorată de 6,074 ori.

Reacțiile produse în timpul stadiului de flacără rece degajă însă căldură, care depășește căldura cedată pereților și efectul de răcire produs de destindere. Temperatura $T_a > T_c$, iar exponentul politropic pe interval este subunitar :

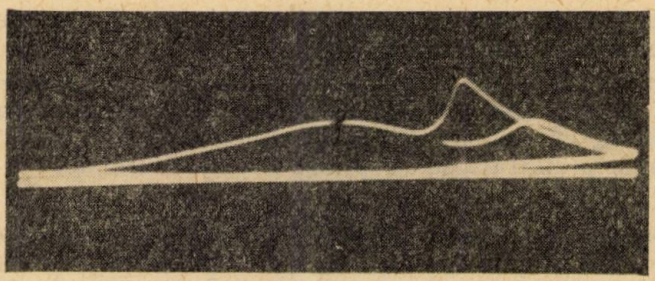
$$\frac{T'_a}{T'_c} = \frac{p'_a}{p'_c} \frac{V_a}{V_c} = \frac{9{,}25}{10{,}75} 1{,}301 = 1{,}12 \tag{10}$$

(presiunile sînt date în mm, pe baza măsurătorilor făcute pe diagramă).

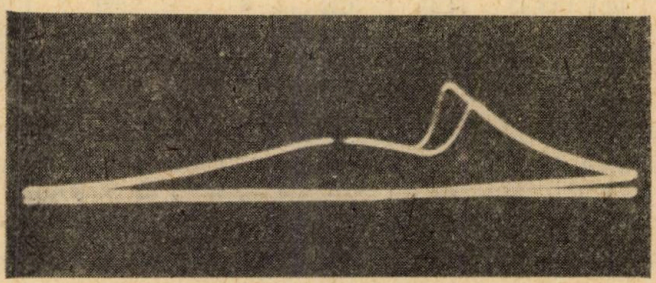
$$n = \frac{\log \frac{p_c}{p_a}}{\log \frac{V_a}{V}} = \frac{\log 1{,}162}{\log 1{,}301} = 0{,}57. \tag{11}$$

Intîrzierea la aprindere : $\tau_{23} = 6{,}6 \cdot 10^{-3}$, are o valoare relativ mare, ceea ce scoate în evidență o desfășurare lentă a reacțiilor stadiului flăcării reci și a stadiilor următoare (flacără albastră și flacără caldă). Ca urmare, procesul de ardere se desfășoară în timpul destinderii la presiuni și temperaturi coborîte. Astfel intervalul dintre PMI și presiunea maximă are valoarea $\sigma_z = 6{,}76 \cdot 10^{-3}$ s, presiunea maximă de ardere fiind $p_2 = 25{,}4$ kgf/cm^2, iar viteza de creștere a presiunii $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} = 1{,}182$ at/°RAC.

Creșterea temperaturii gazelor reziduale și compușii rezultați în urma oxidării combustibilului are ca efect accelerarea proceselor de autoaprindere așa cum rezultă din alura diagramelor date în fig. 2.



a



b

Fig. 2. Efectele accelerării reacțiilor asupra procesului de autoaprindere (diagramele *a* și *b*) benzină CO M 60 t_{am} =164.2, ε=6,66.

Diagramele de mai sus cuprind cîte două diagrame succesive parțial suprapuse pentru care : p_c, p_z, τ_{23}, τ_z și $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ sînt cuprinse în tabelul :

Tabelul 1 a

Nr.	Diagrama		p_c at	p_z at	τ_{23} 10^{-3} s	τ_z 10^{-3} s	$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$
1	*a*	1	11,1	10,00	7,96	11,16	0,22
		2	11,1	19,75	5,07	7,39	0,91
2	*b*	1	11,1	17,50	5,26	8,05	0,612
		2	11,1	22,30	4,67	6,57	1,242

În ambele cazuri se constată la diagramele succesive creșterea vitezei reacțiilor din perioada lui τ_{23} și implicit a acelora a flăcărilor reci : τ_{23} scade p_z și $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ crește, întreg ciclul se deplasează spre PMI (scade τ_z).

Efectul accelerării reacțiilor este mai bine scos în evidență prin cercetarea diagramelor înregistrate cu oscilograful mecanic în funcție de timp.

Diagramele sînt luate pentru amestecuri de petrol și aer cu o temperatură de preîncălzire $t_{am}=150$ °C, figura 3.

Prelucrarea diagramelor cuprinse în afară de mărimile date în tabelul de mai sus și stabilirea căldurii relative x pînă la presiunea maximă de ardere, stabilită cu metoda funcțiilor autogenetice.

Rezultatele prelucrării sînt cuprinse în tabelul următor :

Tabelul 2

Nr.	Diagrama	p_c at	p_z at	p_y at	τ_{23} 10^{-3} s	τ_z 10^{-3} s	$\frac{\Delta p}{\Delta_\alpha}$	$\frac{\tau_z}{\tau_{23}}$	x
1	*a*	12,1	14,33	11,45	3,32	6	0,221	1,807	0,737
2	*b*	12,1	15	11,45	2,52	4,59	0,489	1,822	0,740
3	*c*	12,1	16,87	11,78	2,12	3,94	0,518	1,857	0,752
4	*d*	12,1	18,47	12,10	1,334	2,688	0,884	2,00	0,797

Accelerarea reacțiilor determină creșterea căldurii relative degajate pînă la presiunea maximă de ardere de la 0,737 la 0,797, sau cu 8,25%, ceea ce are ca efect scăderea lui τ_{23} (la diagrama *d*) la 0,402 din valoarea corespunzătoare diagramei primei autoaprinderi (diagrama *a*) în timp ce $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ crește de patru ori, iar presiunea maximă de ardere are o creștere de 3,85 at sau de 29,35%. Este interesant de scos în evidență faptul că, valoarea lui x, corespunde cu aceea a arderii normale de la M.A.S. ; se confirmă astfel analogia care există între arderea normală a M.A.S. și aceea a autoaprinderii punctiforme.

Accelerarea reacțiilor de autoaprindere rezultate în urma creșterii temperaturilor și presiunilor ciclurilor cu autoaprindere are ca efect trecerea apoi la autoaprinderea volumică detonantă.

Creșterea temperaturii medii determină o temperatură medie mărită a tuturor suprafețelor de lucru care vin în contact cu amestecul proaspăt și cu produșii reacțiilor, totodată crește și cantitatea de produși de reacție conținuți în gazele reziduale. În concluzie, viteza reacției crește atît din cauza creșterii temperaturii cît și în urma creșterii de produși activi din amestecul comprimat în motor.

2. *Diagrame de autoaprindere cu oscilații de presiune*

a) Autoaprindere volumică

Stabilirea unei limite între autoaprinderea volumică și volumică-detonantă este dificilă, din cauza trecerii repede de la o formă de autoaprindere la cealaltă. Studierea ciclurilor succesive cu autoaprindere permite stabilirea trecerii de la autoaprinderea punctiformă la aceea volumică prin apariția unor oscilații de presiune de amplitudine mică către sfîrșitul procesului de ardere. Ele produc „bătăi" cu o tonalitate joasă, adică cu o frecvență mică (de reflectare de la pereții cilindrului). O astfel de trecere se constată de la diagramele din figura 4, cu autoaprindere punctiformă la diagrama, figura 5, cu autoaprindere volumică, la care apar oscilațiile de amplitudine mică.

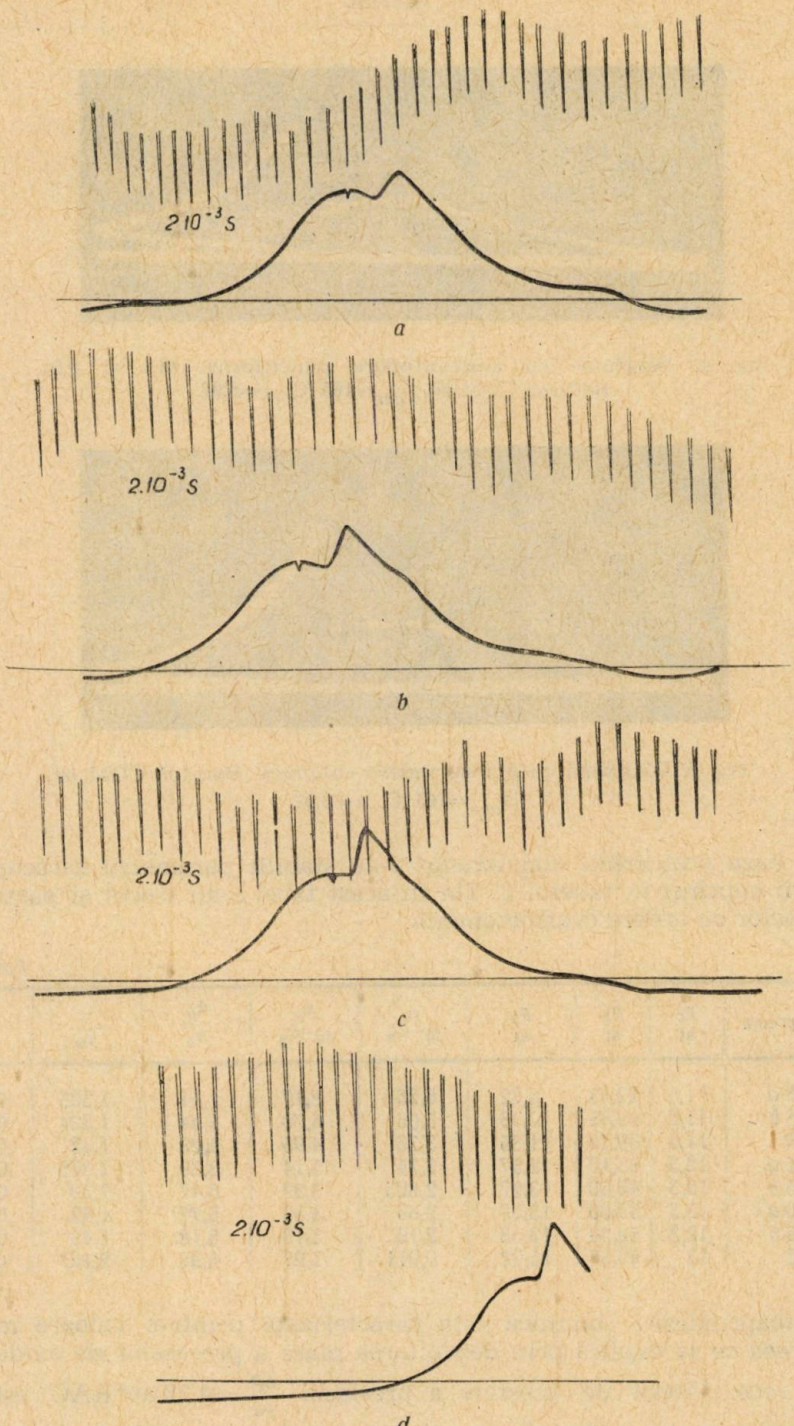


Fig. 3. Diagrame cu autoaprinderi succesive. Petrol t_{am}=150 °C, ε=7,175 *a*, *b*, *c*, *d*.

Fig. 4. Diagrame cu autoaprindere punctiformă (*8 a* și *8 b*). Benzină COM 60, t_{am}=165 °C, ε=6,97.

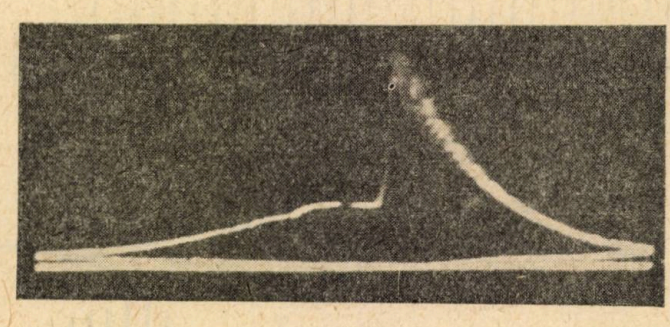


Fig. 5. Diagramă cu autoaprindere volumică. Benzină COM 60. t_{am}=165 °C, ε=6,97.

Pe baza prelucrării diagramelor s-au stabilit parametrii caracteristici a arderii cuprinși în tabelul 3. Tot în acest tabel s-au trecut și parametrii diagramelor cu ardere cvasidetonantă.

Tobelul 3

Nr.	Diagrama	p_c at	p_z at	p_y at	τ_{23} 10^{-3} s	τ_z 10^{-3} s	$\frac{\Delta p}{\Delta_\alpha}$	$\frac{\tau_z}{\tau_{23}}$	x
1	8 *a*	11,6	23,45	8,72	6,26	8,17	1,41	1,305	0,4275
2	8 *b*	11,6	29,65	10,06	5,06	6,70	2,44	1,324	0,445
3	9	11,6	39,70	11,85	3,76	4,95	4,28	1,32	0,442
4	25 *a*	12,3	33,10	12,57	3,74	5,14	3,39	1,375	0,494
5	25 *b*	12,3	45,50	13,27	2,805	3,89	5,47	1,39	0 500
6	26 *a*	12,3	50,00	13,38	2,66	3,83	5,77	1,42	0,524
7	26 *b*	12,3	53,30	13,38	2,19	3,13	8,18	1,43	0,538
8	12	13	49,30	15,02	0,911	1,97	5,98	2,167	0,838

Autoaprinderea volumică este caracterizată printr-o valoare mică a lui τ_{23} ceea ce se explică prin dezvoltarea mare a proceselor de oxidare cu flacără rece. Viteza de creștere a presiunii $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ = 4,28 at/°RAC este de 2,04 ori mai mare decît valoarea limită a arderii normale la M.A.S. [6].

De menționat este însă degajarea relativă de căldură mică, care nu depășește valorile pe care le avem la autoaprinderea punctiformă (dimpotrivă are o ușoară scădere de la 0,445 la 0,442). Viteza relativă medie de degajare a căldurii $\frac{\Delta x}{\Delta \tau}$ este în cazul autoaprinderii punctiforme de $0{,}3 \cdot 10^3$ s în timp ce la autoaprinderea volumică avem $0{,}3685 \cdot 10^3$ s, ceea ce determină creșterea rapidă a presiunilor și a temperaturilor de ardere (în cazul de față p_z a crescut de la 29,65 kgf/cm^2 la 39,70 kgf/cm^2.

b) Autoaprinderea cvasidetonantă

Succesiunea ciclurilor cu autoaprindere volumică poate determina pe baza accelerării reacțiilor trecerea la autoaprinderea cvasidetonantă. Auto-

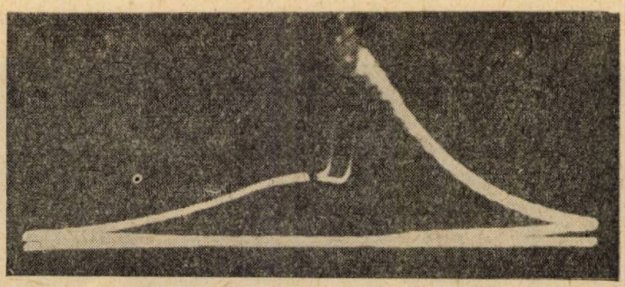


Fig. 6. Diagrame cu autoaprinderi cvasidetonante cu accelerare succesivă a reacțiilor (25 *a* și 25 *b*). Benzină COM 60 t_{am}=150 °C. ε=7,26.

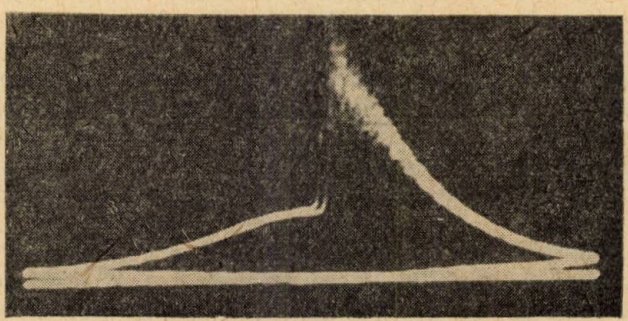


Fig. 7. Diagrame cu autoaprinderi cvasidetonante cu accelerare succesivă a reacțiilor (26 *a* și 26 *b*). Benzină COM 60 t_{am}=150 °C. ε=7,26.

aprinderea cvasidetonantă se poate produce chiar de la începutul autoaprinderii, dacă condițiile de presiune, temperatură și inițiere și dezvoltare a stadiului de flacără rece are ca efect o accelerare a reacțiilor suficient de mare pentru a produce de la început o autoaprindere cvasidetonantă.

Diagramele cu ardere cvasidetonantă din figurile 6 și 7 corespund cazului de trecere de la autoaprinderea volumică la autoaprinderea cvasidetonantă.

Diagramele cuprind o succesiune de două cicluri cu autoaprindere cvasidetonantă, care scot în evidență creșterea continuă a presiunilor de ardere, scăderea întîrzierii la aprindere τ_{23}, deplasarea arderii spre PMI precum și creșterea oscilațiilor de presiune și a căldurii relative degajate. Viteza relativă medie de degajare a căldurii crește de la prima diagramă, care de fapt este o autoaprindere volumică, la ultima diagramă cu autoaprindere cvasidetonantă intensă cu $0{,}160 \cdot 10^3$ s sau cu 48% ceea ce determină creșterea lui p_z de 1,56 ori și scăderea lui τ_{23} de 1,71 ori.

Autoaprinderea cvasidetonantă inițială (adică neinițiată de alte tipuri de autoaprindere) figura 8, este caracterizată prin bătăi foarte puternice cu oscilații de presiune de amplitudini mari, care din cauza frecvenței lor înalte apar și la traductoarele piezoelectrice cu un aspect sinusoidal.

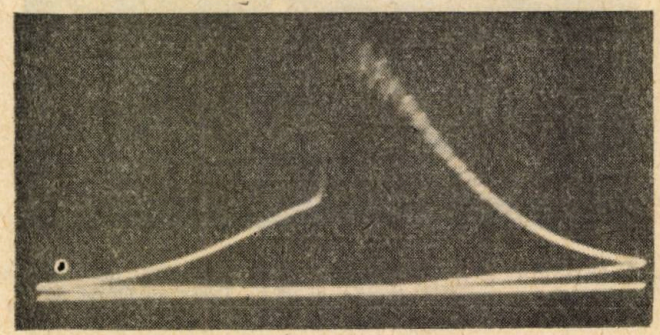


Fig. 8. Autoaprinderea cvasidetonantă inițială. Benzină COM 60 t_{am}=150 °C, ε=7,59.

În realitate avem unde de detonație, care au ca efect un salt de presiune foarte brusc determinînd în interiorul masei totale de încărcătură oscilații de presiune a căror frecvență trebuie să fie egală cu oscilația proprie a volumului spațiului de ardere. Oscilațiile de presiune înregistrate de traductorul piezoelectric sînt oscilațiile proprii ale încărcăturii cuprinse în camera de ardere.

Zgomotul metalic tipic arderii cu detonație este produs de ciocnirea undelor de presiune cu pereții camerei de ardere, el se produce și în aparatele statice de încercări la autoaprindere (bombe) în care nu avem piese în mișcare cu jocuri (piston, bielă, arbore cotit, lagăre).

Cercetarea parametrilor de ardere scoate în evidență o valoare foarte mică a lui $\tau_{23}=0{,}911 \cdot 10^{-3}$ s, ceea ce indică o valoare mică a întîrzierii la aprindere a stadiului cu flăcări reci ca urmare autoaprinderea începe înainte de PMI cu un interval de timp $1{,}06 \cdot 10^{-3}$ s. Degajarea relativă de căldură este mult mai mare decît în cazurile de autoaprindere cvasidetonantă cercetate anterior $x=0{,}838$, iar viteza medie relativă de degajare a căldurii este : $0{,}79 \cdot 10^3$ s de 1,515 ori mai mare decît valoarea pe care o avem la autoaprinderea din diagrama 26 *b*.

2. CONCLUZII

Pe baza cercetărilor efectuate rezultă următoarele concluzii :

1. Metoda cercetării și stabilirii tipurilor de autoaprindere cu ajutorul diagramelor indicate poate fi aplicată cu ușurință prin studierea alurii diagramelor și a parametrilor procesului de ardere.

2. Prin fotografierea ciclurilor succesive a fost pusă în evidență trecerea treptată de la autoaprinderea punctiformă la autoaprinderea volumică și la aceea cvasidetonantă. Autoaprinderea volumică sau cvasidetonantă poate să apară de la început dacă presiunile și temperaturile de la sfîrșit de comprimare au valori suficient de ridicate, adică trecerea prin diferite tipuri de autoaprindere nu este obligatorie.

3. Din analiza parametrilor de ardere a rezultat o foarte bună comportare la autoaprindere a amestecurilor de petrol în comparație cu benzina COM-60. Cu toate că degajarea relativă de căldură pînă la presiunea maximă de ardere este mare ($x = 0{,}737—0{,}797$) presiunile de ardere sînt mici, iar viteza de creștere a presiunilor $\left(\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} = 0{,}221—0{,}884\right)$ corespunde unei arderi normale. Ceea ce explică folosirea cu precădere a petrolului pentru motoare cu aprindere prin compresiune cu amestecuri comprimate (în timpul compresiunii spre deosebire de motoarele Diesel se comprimă amestecuri de aer și combustibil).

BIBLIOGRAFIE

1. A. N. Voinov, *Sgoranie i smeseobrazovanie v dizeliah.* Izdatelstvo Akademii Nauk S.S.S.R. Moskva, 1960, p. 42—46 (volum de articole științifice).
2. V. Berindean, Buletinul științific și tehnic al Institutului politehnic Timișoara, 1964 Tom. 9 (23) Fasc. 1, p. 66—67.
3. Acad. B. S. Stecikin și colab., *Indikatornaia diagramma, dinamika teplovîdelenia i rabocii țikl bistrohodnovo porșneva dvigatelia.* Izdatelstvo Akademii Nauk S.S.S.R. Moskva, 1960, p. 10.
4. A. S. Sokolik, *Samovosplamenenie plania i detonația v gazah.* Izdatelstvo Akademii Nauk S.S.S.R. Moskva 1960 p. 88.
5. V. Berindean, Studii și cercetări Științe tehnice. Academia R.P.R. Baza Timișoara 1960 Tom. VII. 1—2 p. 145—150.
6. C. Aramă B. Grünwald și colab., *Combustibili și lubrefianți pentru motoare.* Editura tehnică, București 1962, p. 80.

К ИССЛЕДОВАНИЮ ТИПОВ САМОВОСПЛАМЕНЕНИЕ ОДНОРОДНЫХ СМЕСЕЙ

(РЕЗЮМЕ)

Основываясь на исследовании однородных смесей в работе 1, рассматриваются различные виды самовоспламенение по форме 85-ти диаграмм полученных на установке ТИАМ 9—2 оборудованной пьезоэлектрическим датчиком РФТ и осциллографом 4SO 108 РФТ.

Были сделани следующие выводы :

1. Метод определения вида самовоспламенение по диаграммам может быть легко применен при рассмотрении формы кривых.

2. По фотографиям последующих циклов устанавливается что самозажигание переходит от спокойной дефлаграции к квазидетонирующему. Возможно также чтобы самовоспламенение с самого начала было квазидетонирующим, если давление и температура к концу сжатия являются высокими.

3. Анализируя горение можно указать что найлучшие результаты для двигателей с самовоспламение однородных смесей могут бьть получены применяя смеси с керосином.

CONTRIBUTIONS À L'ÉTUDE DES TYPES DES AUTO-ALLUMAGES DES MÉLANGES HOMOGÈNES

(RÉSUMÉ)

Basés sur les recherches effectuées sur l'auto-allumages des mélanges homogènes du travail [1] on etudie les types des auto-allumages par la rechérche de l'allure des 85 diagrammes enregistrés à l'installation TIAM 9—2 completée avec un indicateur piezoélectrique R.F.T. et avec un oscillographe mecanique 4 SO 108 R.F.T.

Par l'étude des rechérches on peut tirer les conclusions suivantes :

1. La méthode d'établir les types d'auto-allumages à l'aide des diagrammes indiqués peut-être apliquée facillement par l'étude d'allure des diagrammes.

2. Par les photographies des cycles successives on constate, que l'auto-allumage passe progressivement de l'auto-allumage à déflagration lente à celle quasidétonante. Mais il est aussi possible que l'auto-allumage soit quasidetonante même au commencement si les pressions et les températures de la fin de la compression sont elevées.

3. L'analyse de la combustion a demontré que les meilleurs resultats pour les moteurs à auto-allumage des mélanges homogènes peuvent être obtenus à l'aide des mélanges avec pétrole.

CERCETĂRI ASUPRA ARDERII CU BĂTĂI A AMESTECURILOR OMOGENE

DE

V. BERINDEAN

INTRODUCERE

Arderea cu „bătăi" este caracterizată prin producerea la începutul arderii a unui salt brusc de presiune și în continuare prin oscilații de presiune foarte intense, a căror amplitudine și frecvență se micșorează pe măsură ce amestecul aprins este destins.

Fotografierile rapide ale flăcării au scos în evidență creșterea periodică a luminozității ei, iar frecvența creșterii este egală cu frecvența oscilațiilor de presiune [1].

Propagarea normală a frontului flăcării de la focarele inițiale de autoaprindere la restul amestecului este înlocuită prin autoaprinderea bruscă a amestecului nears. Îmbunătățirea metodelor de cercetare a propagării flăcărilor în amestecurile aprinse (prin filmare rapidă cu o viteză de 16 microsecunde/mm) a scos în evidență, cel puțin pentru ultima parte a încărcăturii, apariția undei de detonație, fapt care rezultă din valoarea vitezei acesteia : $w = 2\,000$ m/s și din propagarea ei în produsele de ardere.

Rezultatele cercetărilor teoretice și practice ale studiului detonației în tuburi, pe baza cărora se poate stabili viteza undei de detonație, nu pot fi aplicate în cazul motoarelor din următoarele motive :

1) Producerea și propagarea detonației are loc într-un amestec în care pe baza reacțiilor produse în timpul arderii normale a amestecului s-a produs o degajare de căldură a cărei mărime este necunoscută.

2) Viteza undei de detonație înregistrată se referă la faza inițială a detonației, a cărei mărime poate să fie diferită de aceea corespunzătoare regimului staționar de detonație.

1. METODICA ȘI REZULTATELE EXPERIMENTALE

1.1. Descrierea instalației și metodica experimentală

Cercetările au fost efectuate cu o instalație pentru determinarea cifrei octanice după metoda motor ȚIAM 9—2 adaptată pentru cercetări de autoaprindere [2], [3].

Pentru înregistrarea oscilațiilor de presiune s-a folosit următoarele aparate :

— osciloscop cu suport tip KO-712,

— amplificator de curent continuu tip GV-842,

— captator piezoelectric de presiune pentru domeniul de presiune 1—150 kgf/cm^2,

— aparat pentru transformat mișcarea de rotație a motorului în impulsuri electrice KV-856.

Variațiile de presiune au fost înregistrate în funcție de unghiul R.A.C. Oscilațiile de presiune au fost înregistrate în funcție de timp, folosindu-se în acest scop generatorul de timp al osciloscopului.

1.2. Stabilirea relațiilor de calcul

În cazul arderii cu „bătăi" de intensitate mare a amestecurilor omogene aprinse prin compresiune în lucrarea de față arderea cu „bătăi" poate fi aproximată, că nu este precedată de o ardere normală, ceea ce dă posibilitatea calculului căldurii degajate în timpul detonației și permite o aplicare în bune condițiuni a relațiilor teoriei undelor de detonație.

Unda de detonație se deosebește de unda de șoc prin existența reacției chimice, care are loc în interiorul masei de gaz. Energia reacției chimice servește pentru menținerea undei de șoc, a cărei energie este cheltuită în mod continuu pentru încălzirea ireversibilă a substanței comprimate. Energia reacției chimice servește, în afară de întreținerea undei de șoc, și pentru încălzirea produselor reacției. Astfel unda de detonație poate fi descrisă de aceleași ecuații de conservare (a masei, a cantității de mișcare și a energiei) însă în ecuația de conservare a energiei se include un termen suplimentar, căldura degajată în urma reacției chimice.

$$u_1 - u_0 = \frac{p_0 + p_1}{2}(v_0 - v_1) + Q \tag{1}$$

în care : indicii 0 și 1 se referă la starea inițială și finală,

u — energia internă specifică,

v — volumul specific, definit ca $v = \frac{1}{\rho}$,

Q — căldura reacției.

Starea inițială corespunde cu gazul proaspăt din fața frontului undei de detonație, iar starea finală cu produsele de reacție din spatele undei de detonație rezultate în urma degajării totale a energiei de reacție. Dacă se reprezintă variația energiei interne prin : $\Delta u = \frac{\Delta (px)}{x-1}$ se obține adiabata lui Hugoniot pentru unda de ardere :

$$\frac{p_1 v_1 - p_0 v_0}{x-1} = \frac{p_0 + p_1}{2}(v_0 - v_1) + Q, \tag{2}$$

Viteza de deplasare a undei de ardere D și viteza curentului de gaz w pentru adiabata lui Hugoniot se determină prin formule similare cu acelea pentru unda simplă de șoc :

$$D = v_0 \sqrt{\frac{p_1 - p_0}{v_0 - v_1}} \tag{3}$$

$$w = (v_0 - v_1) \sqrt{\frac{p_1 - p_0}{v_0 - v_1}}. \tag{4}$$

Pentru fiecare punct al adiabatei H există o anumită valoare a lui D și w. Cercetările experimentale au arătat că, pentru o anumită stare inițială și compoziție dată a amestecului carburant există o valoare unică a vitezei undei de detonație, care este independentă de celelalte condiții ale cercetării experimentale. Problema fundamentală a teoriei undei de detonație este stabilirea criteriului pentru alegerea pe curba H a punctului care determină valoarea unică a vitezei undei staționare de detonație.

În figura 1 este reprezentată adiabata H cu degajarea de căldură Q și fără degajare de căldură. Adiabata cu degajare de căldură trebuie să aibă valorile presiunilor mai ridicate, deoarece în diagrama $(p \cdot v)$ trebuie să-i corespundă punctele cu o valoare mai mare a entalpiei. Ținînd seama de faptul că dintre toate dreptele duse din punctul inițial numai tangenta determină un punct unic, Chapman [4] a formulat regula, care determină parametrii undei staționare de detonație prin coordonatele $(p_1 v_1)$ care reprezintă punctul de tangență al dreptei dusă din punctul stării inițiale cu adiabata H. Dreptele din diagrama $p \cdot v$ reprezintă procesele, care au loc într-o undă de detonație, avînd viteza dată. Ecuația dreptelor se deduce din expresia lui D care a fost dedusă numai din legile de conservare a masei și a cantității de mișcare, ceea ce înseamnă că este independentă de energia reacției, de proprietățile substanțelor care reacționează și de proprietățile produselor de reacție.

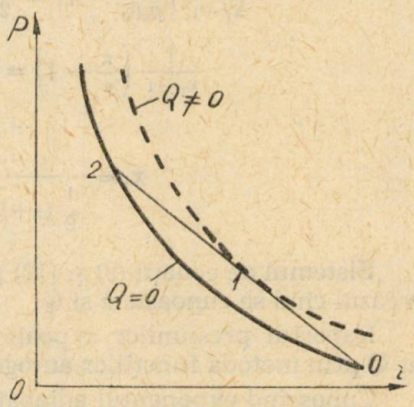


Fig. 1. Adiabata lui Hugoniot.

În continuare se deduce pentru izentropă că viteza curentului de particule ale gazului comprimat față de frontul undei de detonație D—W este egală cu viteza locală a sunetului în produsele de reacție.

Pe baza ipotezei lui Chapman se pot deduce o serie de relații pentru calculul vitezei undei de detonație și a caracteristicilor ei :

$$\frac{p_1 - p_0}{v_0 - v_1} = -\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right) = \varkappa_1 p_1 / v_1 \tag{5}$$

$$\frac{p_1 - p_0}{p_1} = \varkappa_1 \frac{v_0 - v_1}{v_1} \tag{6}$$

$$1-\frac{1}{\pi}=x_1(\varepsilon-1) \tag{7}$$

unde : $\pi=\frac{p_1}{p_0}$, $\varepsilon=\frac{v_0}{v_1}$ — raportul de creștere a presiunii respectiv raportul de comprimare în unda de detonație

$$x_1=\frac{1-\frac{1}{\pi}}{(\varepsilon-1)}. \tag{8}$$

Ecuația adiabatei H, în care se admite că în intervalul de la 0—1 avem același exponent adiabatic x_1 :

$$\frac{p_1v_1-p_0v_0}{x-1_1}=\frac{1}{2}(p_1+p_0)(v_0-v_1)+Q \tag{9}$$

$$\frac{p_0v_0}{x_1-1}\left(\frac{p_1v_1}{p_0v_0}-1\right)=\frac{1}{2}p_0v_0\left(\frac{p_1}{p_0}+1\right)\left(1-\frac{v_1}{v_0}\right)+Q \tag{10}$$

$$\frac{1}{x_1-1}\left(\frac{\pi}{\varepsilon}-1\right)=\frac{1}{2}(\pi+1)\left(1-\frac{1}{\varepsilon}\right)+\frac{Q}{p_0v_0} \tag{11}$$

$$x_1=\frac{\left(\frac{\pi}{\varepsilon}-1\right)}{\frac{1}{2}(\pi+1)\left(1-\frac{1}{\varepsilon}\right)+\frac{Q}{p_0v_0}}+1. \tag{12}$$

Sistemul de ecuații (9) și (12) poate servi pentru determinarea lui ε și x_1, în cazul cînd se cunoaște π și Q.

Raportul presiunilor π poate fi determinat din diagrama indicată, iar Q prin metoda funcțiilor autogenetice.

Cunoscînd exponentul adiabatic x_1, din relația :

$$(D-W)^2-gx_1R_1T_1 \tag{13}$$

rezultă temperatura din unda de detonație :

$$T_1=\frac{(D-W)^2}{gx_1R_1} \tag{14}$$

D—W, se stabilește experimental, admițînd că este egală cu viteza undelor de compresiune măsurată cu ajutorul diagramei oscilațiilor de presiune sau prin înregistrări electroacustice.

Frecvența de reflectare a undelor de compresiune de la pereții cilindrului poate fi exprimată prin relația :

$$f=\frac{W}{2d} \tag{15}$$

în care : W — viteza de propagare a undelor de compresiune,
d — diametrul cilindrului motorului.

Admiţînd că la începutul destinderii W' este egală cu viteza de propagare a sunetului în produsele de ardere se poate considera că $D—W=W'$, ceea ce permite calculul temperaturii T_1 şi a lui D şi W.

Din relaţia (16) pentru cazul cînd adiabata H coincide cu adiabata lui Poisson se deduce viteza undei de detonaţie.

$$\frac{p_1-p_0}{v_0-v_1}=-\left(\frac{dp}{dv}\right)_1=gx_1\frac{p_1}{v_1}\qquad v=\frac{1}{\gamma} \tag{16}$$

$$D=v_0\sqrt{\frac{p_1-p_0}{v_0-v_1}}=v_0\sqrt{g\frac{x_1p_1}{v_1}} \tag{17}$$

$$D=\varepsilon\sqrt{gx_1R_1T_1}=\varepsilon W' \tag{18}$$

iar :

$$W=D-(D-W)=D-W'. \tag{19}$$

1.3. Prelucrarea datelor experimentale

Se prelucrează o aprindere cu bătăi intense corespunzătoare regimului : $t_{am}=150$ °C, $\varepsilon=7{,}25$ ($n_1=20{,}02$). $\lambda=0{,}622$, $t_{apă}=98{,}5$ °C ; $t_u=70$ °C, $p_u=2$ at, $\varphi^0/_0=73$, $n=890$ rot/min, $t_{aer}=19{,}5$ °C, combustibil benzină CO 60.

Diagrama înregistrată prin fotografierea ecranului osciloscopului indicatorului piezoelectric este dată în fig. 2.

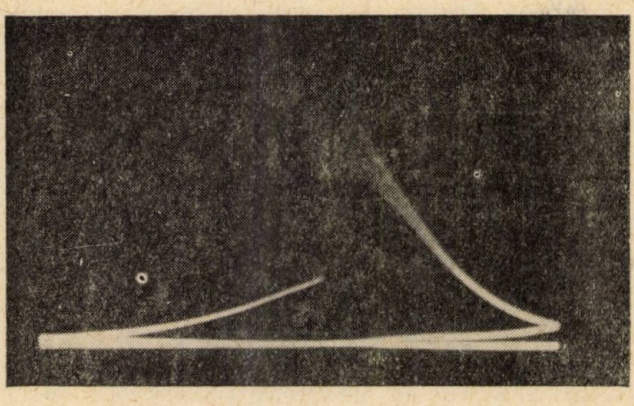


Fig. 2. Diagrama *pv*.

Din diagramă prin măsurarea ordonatelor corespunzătoare presiunilor maxime şi a presiunii de la sfîrşit de compresiune rezultă raportul de creştere a presiunilor :

$$\pi=\frac{p_1}{p_0}=\frac{60{,}6}{12{,}3}=4{,}925 \tag{20}$$

în care : $p_1 = p_z = 60{,}6$ kgf/cm^2 presiunea maximă de ardere,
$p_0 = p_c = 12{,}3$ kgf/cm^2 presiunea de la sfîrșit de comprimare.

Pentru determinarea căldurii degajate pînă în momentul presiunii maxime s-a folosit metoda funcțiilor autogenetice. Expresia funcției autogenetice în cazul arderii date este :

$$e^{-\frac{\tau_{z_x}}{\tau_i}x} = 1 - X \tag{21}$$

în cazul nostru $\frac{\tau_z}{\tau_i} = 1{,}8$, rezolvînd ecuația (21) se obține : $x = 0{,}74$.

Căldura pe kg de amestec degajată pînă la presiunea maximă :

$$Q = \frac{X \cdot G_c H_l}{G_{am}} = \frac{0{,}74 \cdot 1{,}380 \cdot 10 \cdot 200}{14{,}080} = \frac{738}{\text{kcal kg amestec}}. \tag{21a}$$

Cu ajutorul celor două relații ale exponentului adiabatic x_1 (prin eliminarea lui x_1) se obține expresia :

$$\frac{\left(\frac{\pi}{\varepsilon} - 1\right)}{\frac{1}{2}(\pi + 1)\left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right) + \frac{Q}{p_0 v_0}} = \frac{\left(1 - \frac{1}{\pi}\right) - (\varepsilon - 1)}{\varepsilon - 1}. \tag{22}$$

Calculul lui $\frac{Q}{p_0 V_0}$.

Volumul specific :

$$v_0 = \frac{V_h}{(\varepsilon - 1) G_{am}} = \frac{17{,}604}{(7{,}25 - 1)\,14{,}080} = 0{,}200 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \tag{23}$$

$$\frac{Q}{p_0 v_0} = \frac{738 \cdot 4\,180}{12{,}3 \cdot 9{,}81 \cdot 10^4 \cdot 0{,}2} = 12{,}8$$

înlocuind în relația (22) se obține

$$\frac{1{,}797 - \varepsilon}{\varepsilon - 1} = \frac{2{,}925 - \varepsilon}{2{,}963(\varepsilon - 1) + 12{,}8\,\varepsilon} \tag{24}$$

respectiv :

$$\varepsilon^2 - 1{,}715\,\varepsilon + 0{,}0268 = 0$$

rezultă :

$$\varepsilon = 1{,}699$$

$$x_1 = \frac{1 - \frac{1}{\pi}}{\varepsilon - 1} = \frac{1 - \frac{1}{5{,}925}}{1{,}699 - 1} = 1{,}14. \tag{25}$$

Viteza de propagare a undelor de compresiune W' se determină din diagrama, figura 3, în care au fost înregistrate prin fotografiere oscilațiile de compresiune, intervalul de timp de înregistrare pentru oscilații fiind de 10^{-2} s.

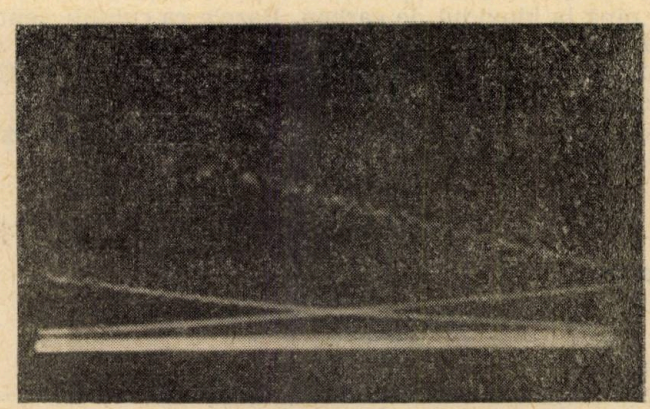


Fig. 3. Diagrama oscilațiilor de presiune.

— lungimea diagramei : $l_d = 110{,}3$ mm,
— intervalul dintre două maxime sau minime la începutul destinderii :

$$l_\tau = 2 \text{ mm}.$$

În continuare mărimea intervalului crește, ceea ce înseamnă că frecvența oscilațiilor scade, totodată scade și amplitudinea lor.

Perioada oscilațiilor :

$$\tau = \frac{l_\tau}{l_d} 10^{-2} = \frac{2}{110{,}3} 10^{-2} = 1{,}815 \cdot 10^{-4}. \tag{26}$$

Frecvența oscilațiilor :

$$f = \frac{1}{\tau} = \frac{1}{1{,}815 \cdot 10^{-4}} = 5\,520 \text{ Hz}; \tag{27}$$

frecvența determinată corespunde cu aceea dată pentru motoare similare în regim detonant din [1], [5].

Viteza de propagare a undelor de compresiune W' :

$$W' = 2f \cdot d = 5\,520 \cdot 2 \cdot 85 \cdot 10^{-3} = 938 \text{ m/s} \tag{28}$$

Valoarea lui W', prezintă o diferență numai de 4,28% față de $W' = 980$ m/s din [1].

Temperatura din unda detonației :

$$T_1 = \frac{W'^2}{g x_1 R_1}. \tag{29}$$

Calculul constantei produselor arderii R_1 necesită stabilirea cantităţilor de produse de ardere. În acest scop, în prima aproximaţie se admite că partea cea mai activă, hidrogenul arde complet pînă la apă, iar carbonul formează oxid de carbon care apoi în funcţie de cantitatea de oxigen disponibilă arde pînă la bioxidul de carbon. Bazele calculului pentru calculul exact pe baza echilibrului chimic sînt date în lucrarea [6]. În cazul lipsei de aer, $\lambda=0{,}622$, o parte x din carbon va arde numai pînă la CO, iar restul $1-x$ va arde complet în CO_2.

Din egalarea consumului total de oxigen cu cantitatea de oxigen disponibilă în aer rezultă relaţia :

$$X=(1-\lambda)\frac{3}{4c}\,0{,}23\,L_0. \tag{30}$$

În cazul nostru

$$x=(1-0{,}622)\frac{3}{4\cdot 0{,}255}\,0{,}23\cdot 14{,}80=1{,}131 \tag{30 a}$$

rămîne nearsă.

Analiza elementară a combustibilului fiind : C=0,855, H=0, cantitatea teoretică de aer este $L_0''=0{,}512$ kmol/kg comb, iar cantitatea reală : $L''=\lambda$, $L_0''=0{,}622\cdot 0{,}512=0\ 319$ kmol aer/kg comb.

Astfel rezultă cantitatea reală de O_2 pentru 1 kg combustibil :

$$0{,}319\cdot 0{,}21=0{,}0669 \text{ kmol } O_2/\text{kg comb}$$

şi de azot

$$0{,}319\cdot 0{,}79=0{,}2521 \text{ kmol } M_2/\text{kg comb.}$$

Pentru arderea carbonului vom avea cantitatea disponibilă de oxigen :

$$O_2-\frac{H}{4{,}032}=0{,}669-\frac{0{,}145}{4{,}032}=0{,}0309 \text{ kmol } O_2/\text{kg comb.} \tag{31}$$

cu care se vor putea produce 0,0618 kmol CO/kg comb. şi vor rămîne :

$$\frac{0{,}855}{12}=0{,}0618=0{,}0094 \text{ kmol C/kg comb. nears} \tag{32}$$

Rezultatele calculului referitoare la produsele arderii sînt date în tabelul 1.

Tabelul 1

	$\frac{\text{kmol}}{\text{kg}}$	r_i	m_i	$m_i r_i$
H_2O	0,0720	0,1820	18	3,28
CO	0,0618	0,1565	28	4.27
C	0,0094	0,0240	12	0,288
N_2	0,2521	0,648	28	17,86
Total	0,3953	1,000		25,798
$M_m=\sum m_i r_i$				

Constanta produselor arderii :

$$R_1 = \frac{848}{M_m} = \frac{848}{25{,}738} - 32{,}9. \tag{33}$$

Temperatura produselor din unda de detonație :

$$T_1 = \frac{938^2}{9{,}81 \cdot 1{,}14 \cdot 32{,}9} = 2\,390\,°K, \tag{34}$$

Valoarea care corespunde și ea cu acelea date în literatura de specialitate [1] stabilite prin alte metode

— *Viteza undei de detonație*

$$D = \varepsilon W' = 1{,}699 \cdot 938 = 1\,595 \text{ m/s} \tag{35}$$

— *Viteza produselor comprimate în spatele undei de șoc* :

$$W = D - W = 1\,595 - 938 = 657 \text{ m/s}. \tag{36}$$

3. CONCLUZII

Ținînd seamă de rezultatele obținute în urma prelucrării diagramelor date în lucrare se pot trage următoarele concluzii :

1. Ipoteza neglijării căldurii degajate în timpul perioadei de întîrziere la aprindere este justificată de : căldura degajată în această perioadă neglijabilă față de aceea din perioada arderii.

2. Relațiile introduse în cadrul lucrării pentru determinarea exponentului mediu al adiabatei lui Hugoniot permit un calcul al vitezei și temperaturii undei de detonație mai sigur decît alegerea lui x_1, comparativ cu alte cercetări, așa cum se procedează în alte lucrări de specialitate.

BIBLIOGRAFIE

1. A. S. Sokolik, *Samovosplamenenie plania i detonatia v gasah*. Izdatelstvo Akademii Nauk S.S.S.R Moskva 1960, p. 385—388.
2. V. Berindean, Studii și cercetări Științe tehnice. Academia R.P.R. Baza Timișoara, 1963, Tom. X. 2. p. 308—309.
3. V. Berindean, Buletinul științific și tehnic al Institutului Politehnic Timișoara, 1964, Tom. 9 (23) Fasc. 1, p. 66—67.
4. D. L. Chapman, Philosophical Magazine, 1899, Tom. 5 47 p. 90.
5. J. Ratzke, Motortechnische Zeitschrift, 1940, H. 1, p. 4—6.
6. G. Bărănescu, *Calculul proceselor de ardere*. Editura Academiei R.P.R. București, 1955, p. 71—103.

ИССЛЕДОВАНИЕ ГОРЕНИЯ ОДНОРОДНЫХ СМЕСЕЙ С УДАРАМИ

(РЕЗЮМЕ)

В работе приводится опытный и аналитический метод определения скорости детонационной волны в однородных смесях.

Принимается ипотеза :

— Горению с ударами большой интенсивности не предшествует нормальное горение, что позволяет произвести расчет тепла выделенного во время детонации.

— Основываясь на соотношении Гюгоньо и на гипотезе Шапман-Жуге выводятся выражения для отношении сжатия и адиабитического показателя детонационной волны.

Выделенное тепло было определено при помощи автогенетических функций.

— В работе рассматривается пример для смеси бензина и воздуха соответствующий режиму : $t_{am} = 150\ ^{\circ}C$, $\varepsilon = 7{,}25$, —Я $\lambda = 0{,}622$ (t_{am} — температура смеси, ε — степень сжати, λ — коэффициент избытка воздуха), для которой определяется температура и скорость детонационной волны.

Обработка данных полученных экспериментальным путем на советском установке ТИАМ 9—2, используя установленные соотношения показала очень хорошие совпадание.

RECHERCHES SUR LA COMBUSTION À COGNEMENT DES MÉLANGES HOMOGÈNES

(RÉSUMÉ)

Le travail traite une methode éxperimentale et analitique pour déterminer la vitesse de l'onde de détonation dans les mélanges homogènes.

Dans ce but on fait l'hypothese :

— La combustion à cognement à grande intensité peut-être aproximée qu'elle n'est pas precedeé par une combustion normale. Ce qui permet le calcul de la chaleur degagée pendant la détonation.

Basés sur la relation de Hugoniot el l'hypothese de Chapman-Jouguet on établit les expressions du taux de compression et de l'exponent adiabatic de l'onde de détonation.

La chaleur degagée a été déterminée à l'aide des fonctions autogénetiques.

Dans le travail on traite un éxemple pour un mélange d'essence et air correspondant au regime : $t_{am} = 150\ ^{\circ}C$, $\varepsilon = 7{,}25$, $\lambda = 0{,}622$ (t_{am} — temperature du mélange, λ — coéfficient d'exédent d'air) pour lequel on détermine la temperature et la vitesse de l'onde de détonation.

Le traitement, par les relations établies des resultats éxperimentaux obtenus avec l'installation sovietique TIAM 9-2 a démontré une très bonne concordance avec les valeurs données dans la litterature de specialité.

ASUPRA ALEGERII PARAMETRILOR OPTIMI AI AGENTULUI TERMIC LA SCHEMELE CU DOUĂ CIRCUITE DIN CENTRALELE NUCLEARO-ELECTRICE *

DE

N. BOBOESCU, G. BOZAN, V. NEGREA

În ultimul timp cota parte din producția totală de energie electrică și termică obținută în centralele nuclearo-electrice, în unele țări, capătă valori din ce în ce mai importante. În țara noastră se prevede ca pînă în anul 1975 să se instaleze o putere de 1 000 MW electrici în centrale nuclearo-electrice. Această orientare în aprovizionarea cu capacități energetice, justifică interesul care se acordă problemelor legate de studiul și proiectarea acestor instalații.

În cadrul problemelor termice ale acestor instalații, o importanță deosebită o prezintă alegerea parametrilor optimi ai agentului de lucru, parametrii de care depinde în mod hotărîtor indicii tehnico-economici ai centralelor nuclearo-electrice.

Deși principial aceste centrale nu se deosebesc de centralele termice clasice decît prin generatorul de abur, totuși în privința ciclului și a metodelor de calcul termic, apar unele particularități care îngreunează într-o măsură însemnată problema alegerii parametrilor optimi ai agentului termic. Cu toate că în ultimii ani această problemă a preocupat numeroși cercetători, pînă în prezent ea nu poate fi considerată rezolvată.

În lucrarea de față ne propunem să studiem unele aspecte privind alegerea parametrilor optimi la schemele cu două circuite, scheme care se adoptă de preferință la centralele nuclearo-electrice actuale. Pornind de la schema cu două circuite, funcționînd cu abur saturat și avînd un separator, considerațiile se vor generaliza pentru diverși purtători de căldură, cu două sau mai multe separatoare precum și la schemele cu abur supraîncălzit.

---

* Lucrarea a fost comunicată la „Simpozionul de Energetică Nucleară" din 28. VI. 1965 — București.

Schema de principiu a acestor centrale, precum și notațiile utilizate sînt arătate în fig. 1; iar procesul de lucru al aburului în diagrama *i-s* pentru aburul saturat cu un separator de umiditate este reprezentat în fig. 2.

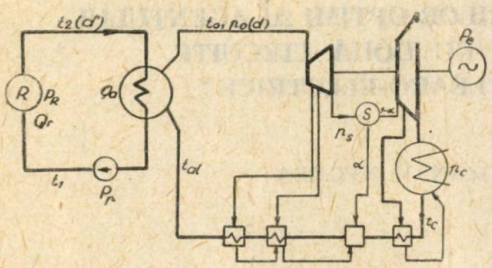


Fig. 1. Schema de principiu a CNE cu cu două circuite.

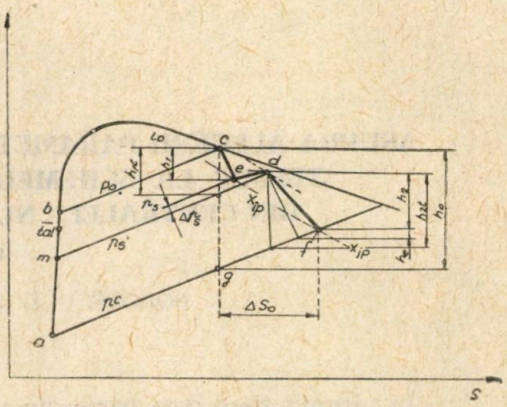


Fig. 2. Procesul de lucru în diagrama *i-s*.

Calculele s-au efectuat pentru 6 valori ale presiunii inițiale p_0 a aburului, cuprinse între limitele $p_0 = 15 \div 45$ ata. Limita superioară a presiunii, este determniată de condiția asigurării umidității admisibile la ieșirea din corpul de joasă presiune al turbinei. Astfel presiunea maximă inițială la schemele cu un singur separator care asigură umiditatea admisibilă de $x_{ad} = 0{,}86$ ($\varphi_{ad} = 14\%$) la ultima treaptă a turbinei este de cca. 40 ata. La presiuni inițiale mai mari de 40 ata este necesară introducerea unui al doilea separator, ceea ce duce la complicații constructive.

Presiunea optimă din condensator p_c se alege în mod similar ca la centralele termice obișnuite și s-a stabilit pentru toate cazurile studiate la 0,05 ata.

Plasarea separatorului s-a făcut în așa fel încît umiditatea aburului la ieșirea din corpul de înaltă presiune (φ_{ip}) să fie egală cu umiditatea la ieșirea din corpul de joasă presiune (φ_{jp}), condiție care duce la randamentul maxim al ciclului [1].

În fig. 3 s-a reprezentat variația randamentului ciclului fără preîncălzire regenerativă (η_t), a randamentului ciclului cu preîncălzire regenerativă (η_i') și randamentul net al ciclului (η_{in}), ținîndu-se cont de consumul pompelor de alimentare, al pompelor pentru circulația apei de răcire prin condensator și de consumul pentru servicii interne.

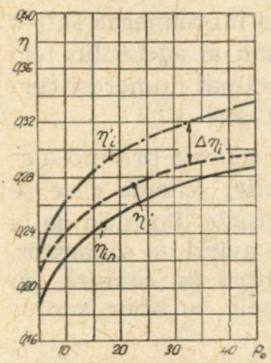


Fig. 3. Randamentele ciclului funcție de presiunea inițială p_0

Randamentul ciclului fără preîncălzire regenerativă s-a determinat cu formula [2].

$$\eta_t = \frac{h_{1t} \cdot \eta_{i1} + h_{2t} \eta_{i2} (1 - x_s + x_{ip})}{i_0 - t_{al}} \tag{1}$$

în care :

h_{1t}, h_{2t} sînt căderile termice adiabatice înainte și după separator ;

η_{i1}, η_{i2} — randamentul interior relativ al turbinei de înaltă și joasă presiune $\eta_{i1} \cong \eta_{i2} = 0{,}85—0{,}90$;

$x_s = 0{,}99$ — titlul aburului la ieșirea din separator ;

$x_{ip} = x_{jp} = x_{ad} \cong 0{,}86$ — titlul aburului admis la ieșire din partea de înaltă și joasă presiune ;

i_0 — entalpia inițială a aburului ;

$\bar{t}_{al}$ — entalpia apei de alimentare care s-a determinat cu formula :

$$\bar{t}_{al} = (1 - x_s + x_{ip})\, t_c^c + (x_s - x_{ip})\, t_c^s \tag{2}$$

unde t_c^c, t_c^s sînt temperaturile aburului la intrare în condensator respectiv în separator.

Randamentul ciclului cu preîncălzire regenerativă s-a determinat astfel :

$$\eta_i' = 1 - \frac{\Delta S_0 - n \cdot C_p \left(1 - \sqrt{\frac{c + \Delta t}{T_{al} + \Delta t}}\right)}{i_0 - t_{al}} T_2 \tag{3}$$

în care :

ΔS_0 este diferența de entropie a aburului care intră și iese din turbină ;

T_c, T_{al} — temperatura absolută a apei la ieșirea din condensator și a apei de alimentare ;

Δt — saltul de temperatură pe o treaptă de preîncălzire. S-a admis : $\Delta t = 30$ °C ;

n — numărul preîncălzitoarelor regenerative ;

C_p — căldura specifică a agentului termic ;

T_2 — temperatura absolută a agentului termic în circuitul secundar.

Randamentul net al ciclului s-a determinat cu ajutorul formulei :

$$\eta_{in} = \eta_i - (\xi_{p.a} + \xi_{p.c} + \xi_{st}) \tag{4}$$

în care avem :

$\xi_{p\cdot a} = \frac{0{,}0293\, p_0}{t_0 - \bar{t}_{at}}$, pierderile relative ale pompei de alimentare din circuitul secundar al centralei ;

$\xi_{p\cdot c} = \frac{1{,}85}{t_0 - \bar{t}_{at}}$, pierderile relative ale pompei de circulație a apei de răcire a condensatorului ;

$\xi_{si} = 0{,}013 \cdot \eta_t'$, pierderile relative pentru servicii interne.

Din examinarea curbelor trasate în fig. 3 rezultă că randamentul net η_{itn} al celui de-al doilea circuit al centralei (fără a ține seama de pierderile din primul circuit) crește cu creșterea presiunii inițiale p_0. Este deci avantajos ca în circuitul secundar presiunea să fie aleasă cît mai mare, bineînțeles însă ținînd cont de limitarea presiunii datorită umidității maxime admisibile a aburului la ieșire.

Creșterea relativă a randamentului scade pe măsură ce presiunea crește ; astfel cu creșterea presiunii de la 15 la 20 ata $\Delta\eta_{itn}$ crește cu 2% pe cînd pentru o creștere de la 40 la 45 ata, se obține o majorare numai de 0,4%

În continuare vom analiza factorii care influențează alegerea parametrilor aburului din circuitul secundar, ținînd seama de schema de ansamblu a centralei. Și în acest caz ne vom referi la acei parametri care asigură randamentul termic maxim al schemei.

Randamentul termic al schemei de ansamblu al centralei va fi mai mic decît randamentul net al ciclului secundar, cu pierderile termice în primul circuit. Adică :

$$\eta_{\text{CNE}} = \eta_{itn} - \xi_p . \tag{5}$$

Valoarea pierderilor din primul circuit ξ_p este influențată de temperatura de ieșire din reactor a purtătorului de căldură t_2 ; de diferența dintre aceasta și temperatura de intrare în reactor, $\Delta t = t_2 - t_1$; de puterea electrică a centralei P_e ; de rezistența hidraulică ζ și de secțiunea conductei din circuitul primar S.

Temperatura t_2 la ieșire din reactor este determinată de natura purtătorului de căldură folosit și de tipul reactorului nuclear [3].

Astfel în cazul în care drept purtător de căldură se folosește apă, temperatura t_2 se ia în limitele 260÷300 °C. Adoptarea unor temperaturi mai ridicate duce la valori exagerate ale presiunii în circuitul reactorului, ceea ce complică și scumpește construcția.

În cazul folosirii de substanțe organice, temperatura t_2 este impusă de limita de polimerizare a acestor substanțe, care în prezent se situiază între 300÷350 °C.

Utilizarea ca purtător de căldură a metalelor topite ridică temperatura t_2 la 500÷550 °C iar în cazul gazelor (CO_2, He etc.) la 600 °C și chiar mai mult. La acestea temperatura t_2 este impusă de rezistența la temperatură a materialului reactorului.

Diferența de temperatură a purtătorului de căldură la ieșire și intrare în reactor Δt variază la apă între 15÷30 °C, la substanțe organice 25÷30 °C, la metale topite 150÷250 °C iar la gaze pînă la 200 °C și mai mare.

În figura 4 s-a trasat în diagrama t—Q pentru un Δt_{min} constant ($\Delta t_{min} = 17$ °C) variația lui Δt corespunzătoare celor 6 presiuni admise inițial pentru agentul termic din circuitul secundar.

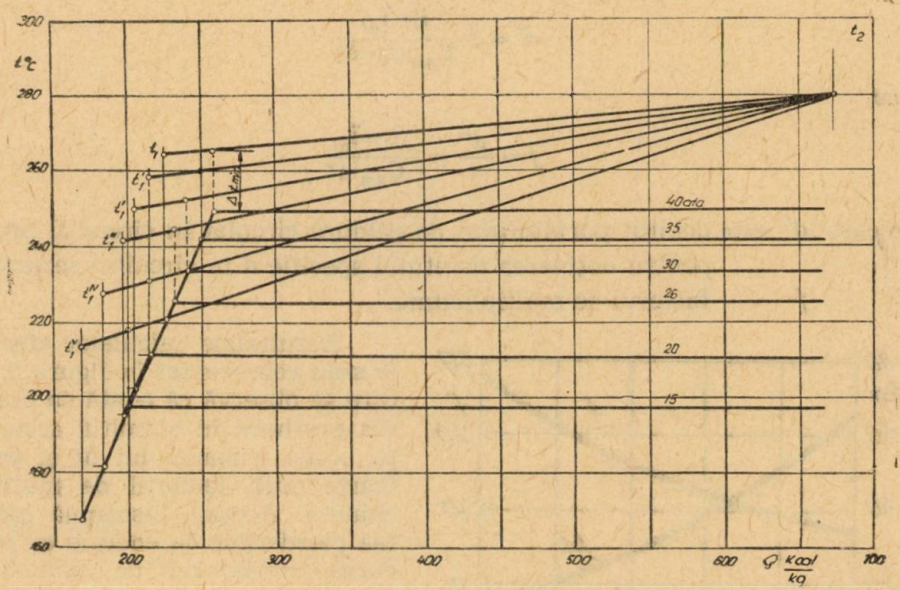


Fig. 4. Variația lui Δt funcție de presiune inițială p_0 la Δt_{min} constant.

Din această figură se observă ușor că cu cît Δt crește în circuitul primar, cu atît presiunea scade în circuitul secundar și deci randamentul net se micșorează.

La o putere termică constantă a reactorului Q_r, creșterea însă a lui Δt reduce consumul de energie electrică pentru circularea purtătorului de căldură, lucru ce se poate arăta ușor. Astfel avînd valoarea lui η_{in} se poate determina consumul specific de abur și de căldură în circuitul secundar.

$$q = \frac{860}{\eta_{in}} = (i_0 - \bar{t}_{al})\, d \tag{6}$$

rezultă

$$d = \frac{q}{i_0 - \bar{t}_{al}}. \tag{7}$$

Pentru producerea unui kWh de energie electrică agentul termic din circuitul secundar primește din circuitul primar prin intermediul schimbătorului de căldură, cantitatea de căldură.

$$q = d\,(i_0 - \bar{t}_{al}) = d' \cdot C_{pm}\,(t_2 - t_1) \tag{8}$$

În cazul apei $C_{pm} = 1$ kcal/kgf° și $\Delta t = t_2 - t_1$ cunoscut, rezultă debitul din circuitul primar,

$$d' = d\,\frac{i_0 - \bar{t}_{al}}{C_{pm}\,(t_2 - t_1)} \tag{9}$$

sau

$$f = \frac{d'}{d} = \frac{i_0 - \bar{t}_{al}}{C_{pm} \cdot \Delta t} \tag{10}$$

în care : d' este debitul purtătorului de căldură circulat în circuitul primar pentru obținerea debitului specific d în circuitul secundar ;

f — factorul de multiplicitate.

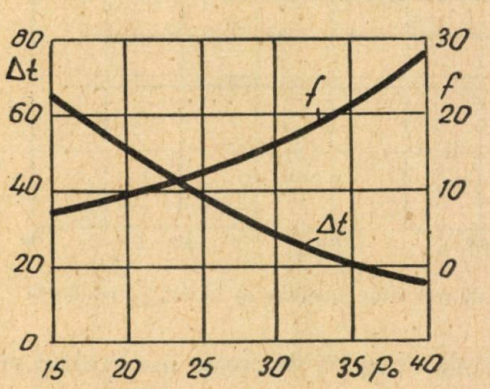


Fig. 5. Dependența dintre p_0, Δt și f.

Rezultatele calculelor efectuate s-au reprezentat în figura 5, din care se observă că odată cu creșterea presiunii în circuitul secundar p_0, scade valoarea lui Δt și crește foarte mult factorul de multiplicitate f. Aceasta înseamnă creșterea pierderilor de energie cu pomparea purtătorului de căldură din primul circuit și deci micșorarea randamentului η_{CNE}.

Pentru a ne da seama de valoarea acestor pierderi vom exprima randamentul centralei nucleare sub forma :

$$\eta_{CNE} = \frac{P_e - P_p}{Q_r} \tag{11}$$

în care P_p este puterea pompei de circulație a agentului din circuitul primar care se poate scrie :

$$P_p = \frac{G_0' \cdot \Delta p}{102 \cdot \eta_p} \tag{12}$$

unde : Δp este rezistența hidraulică a circuitului primar ;

G_0' — cantitatea de agent circulat ;

η_p — randamentul pompei.

La fel se poate scrie și puterea centralei P_e cu ajutorul formulei :

$$P_e = \frac{G_0 \cdot H_t}{860 \cdot \eta_{tn}} \tag{13}$$

unde H_t este căderea termică teoretică în turbină. La o anumită presiune inițială p_0, valorile lui H_t și η_{tn} sînt constante.

Exprimînd valoarea lui Δp avem :

$$\Delta p = \sum \zeta_t \frac{W_t^2}{2g} \gamma_t = \zeta \frac{W^2}{2g} \gamma_{med} \tag{14}$$

unde :

$W = \frac{G_0'}{S \cdot \gamma_{med}}$ este viteza purtătorului de căldură din circuitul primar ;

ζ — coeficientul de rezistență hidraulică echivalent pentru circuitul primar ;

γ_{med} — greutatea specifică medie a purtătorului de căldură ;

S — secțiunea echivalentă.

Ținînd seama că $G_0'/G_0 = f$ putem scrie :

$$\Delta p = \zeta \frac{f^2 \cdot G_0^2}{2g \cdot \gamma_{med} S^2} \tag{15}$$

Inlocuind relația (15) în (12) se obține :

$$P_p = \zeta \frac{f^3 \cdot G_0^3}{102 \cdot 2g \cdot \gamma_{med} \cdot S^2 \eta_p} \tag{16}$$

și în final ținînd cont de consumul specific de abur se obține :

$$P_p = \zeta \frac{f^3 \cdot d^3 \cdot P_e^3}{204 \cdot g \cdot \gamma_{med} \cdot S^2 \cdot \eta_p} \tag{17}$$

de unde rezultă că puterea pompelor din primul circuit P_p variază cu cubul puterii electrice a centralei. Același lucru se observă în privința influenței factorului de multiplicitate f reprezentat în fig. 5.

Cu relația (17) expresia randamentului centralei va fi :

$$\eta_{CNE} = \frac{P_e - \zeta \frac{f^3 \cdot d^3 \cdot P_e^3}{204 \cdot g \cdot \gamma_{med} \cdot S^2 \cdot \eta_p}}{Q_r} = \frac{P_e - C^{-2} \cdot P_e^3}{Q_r}. \tag{18}$$

Valoarea maximă a puterii centralei se obține pentru :

$$P_e = \sqrt{\frac{1}{3}} \cdot C \tag{19}$$

în care C este o constantă complexă cu dimensiunile unei puteri. Dacă se anulează numărătorul fracției (18) se obține :

$$P_e = P_p = C. \tag{20}$$

În figura 6 s-a reprezentat variația lui P_e și a lui P_p pentru diverse valori ale lui f, ale lui Δt și p_0.

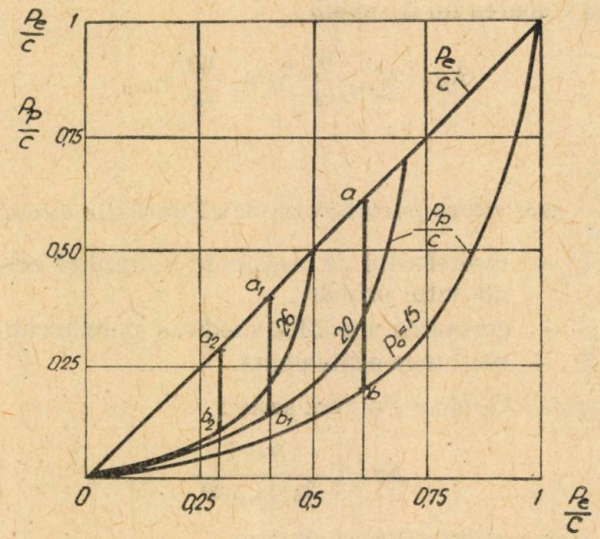


Fig. 6. Variația puterii centralei P_e funcție de parametrii agenților termici.

Din această diagramă rezultă că la aceeași construcție a reactorului pentru o anumită presiune p_0, există o singură poziție care asigură puterea maximă netă a centralei. Această putere scade cu creșterea presiunii inițiale în circuitul secundar și anume la $p_0 = 15$ ata avem puterea maximă netă ab ; la $p_0 = 20$, avem $a_1 b_1$ etc.

Examinînd mai îndeaproape expresia (18) observăm că ea cuprinde factori legați de geometria reactorului nuclear (S, ζ) și factori privind parametrii ciclului secundar (f^3, d^3) care influențează valoarea presiunii inițiale p_0.

Expresia randamentului centralei η_{CNE} se poate scrie sub forma :

$$\eta_{CNE} = \frac{P_e - C^{-2} \cdot P_e^3}{Q_r} = \eta_{in} - \frac{P_e^2}{C^2} \eta_{in} \tag{21}$$

care pentru puterea netă maximă a centralei $P_{e\cdot max}^{net}$ devine :

$$\eta_{CNE} = \eta_{in} - \frac{1}{3} \eta_{in} = \frac{2}{3} \eta_{in} \tag{22}$$

adică în acest caz puterea constantă pentru antrenarea pompei de circulație a purtătorului de căldură în circuitul primar este de 1/3 din puterea brută a centralei.

În figura 7 s-au reprezentat rezultatele calculelor privind variația puterii nete și a randamentului centralei funcție de presiunea p_0.

Se observă că puterea maximă netă a centralei scade mult cu creșterea presiunii p_0 în timp ce randamentul înregistrează o creștere liniară. În practică puterea centralei se ia mai mică decît cea rezultată din această diagramă [4]. Aceasta din cauză că pe lîngă puterea optimă stabilită pe baza economiei termice maxime, intervine și costul diferitelor elemente componente ale centralei precum și dificultățile în exploatare.

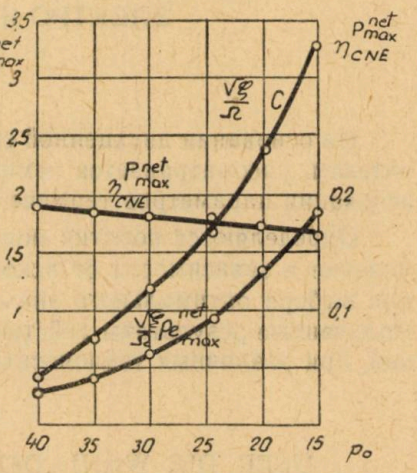


Fig. 7. Dependența puterii maxime nete și a randamentului centralei funcție de p_0.

CONCLUZII

În urma calculelor efectuate privind alegerea parametrilor optimi la centralele nucleare se desprind următoarele concluzii :

1. Presiunea aburului saturat p_0, la schemele cu două circuite, avînd un singur separator, se limitează la cca. 40 ata, determinată de randamentul η_{in} maxim și de umiditatea limită a aburului la ieșire din turbină de 14%.

2. Ținîndu-se seama și de pierderile din circuitul primar ξ_p, alegerea parametrilor agentului termic se face în funcție de puterea maximă netă a centralei $P_{e\cdot max}^{net}$. Aceasta determină pentru o anumită construcție a reactorului, pierderile minime, pentru care se realizează η_{CNE} maxim. Tot pe această bază se obține pentru o temperatură t_2 constantă, valoarea Δt optimă.

BIBLIOGRAFIE

1. L. S. Sterman, H. Stekler, V. F. Jidkih, C vîbor parametrov dvuhkonturnîh atomnîh elektrostanții s vodeanîm teplonositelem. Teploenerghetika Nr. 12 — 1964. p. 56—60.
2. I. D. Arseniev, *Analiz termodinamiceskovo țikla atomnîh elektrostanții metodom bazovoi tocichi.* Gosatomizdat Moskva 1962. Cap. VI.
3. D. D. Kalafati, *Termodinamiceskie țiklî atomnîh electrostanții.* G.E.I. Moskva, Leningrad 1963. p. 263—267.
4. P. H. Margen, Nuclear reactor optimization London 1961.

К ВЫБОРУ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТЕРМИЧЕСКОГО РЕАГЕНТА ДЛЯ СХЕМ С ДВУМЯ ЦЕПЯМИ ЭЛЕКТРО-ЯДЕРНЫХ СТАНЦИЙ

(РЕЗЮМЕ)

На основании двухцепной схемы с насыщенным паром и с влагоотделителем, рассматривается изменение различных параметров станции на основании параметров термического реагента вторичной цепи.

Определяются понятия мощности и к.п.д. централи, установит их изменение в зависимости от исходного давления пара и даются указания для выбора оптимального значения с термодинамической точки зрения. Полученные результаты действительны и для других схем ядерных станций, при различных теплоносителях.

ÜBER DIE WAHL DER GÜNSTIGSTEN PARAMETER DES THERMISCHEN AGENTEN BEI DEN SKEMEN MIT ZWEI KREISLÄUFEN IM DEN ATOMO-ELEKTRISCHEN ZENTRALEN

(ZUSAMMENFÄSSUNG)

Abgehend von einem Skema mit zwei Kreisläufen gesättigten Dampfes und einem Feuchtigkeitsabscheider, wird in der Arbeit, die Abhängigkeit der verschiedenen Parameter der Zentrale von denen des thermischen Agenten des sekundären Kreislaufes bestimmt.

Es werden die Begriffe von Kraft und Wirkungsgrad der Zentrale bestimmt, und ihre Abhängigkeit von dem Anfangsdruck des Dampfes. Gleichzeitig werden Hinweisungen zur Wahl ihrer günstigsten Grösse (aus thermodynamischen Blickpunkt) gegeben.

Die erhaltenen Resultate sind auch für andere Skemen von Kernzentralen mit verschiedenen Wärmeträgern, anwendbar.

OPORTUNITATEA INTRODUCERII CRITERIULUI GUCHMAN ÎN ECUAȚIILE TRANSFERULUI DE CĂLDURA ȘI SUBSTANȚA ÎN MEDII BIFAZICE

DE

N. BOBOESCU

În studiul multor procese industriale se întîlnesc două fluide în curgere simultană, cu parametrii termodinamici diferiți, între care nu au loc reacții chimice și la care odată cu schimbul de căldură dintre ele, va apare și un schimb de substanță concomitent. Fluxul de substanță transversal va avea aceeași direcție ca și fluxul de căldură, adică perpendicular pe suprafața de separare a celor două fluide. Sensul fluxului de substanță însă, poate diferi de cel al fluxului de căldură în funcție de natura componentei active din amestecul gazos și de permeabilitatea suprafeței de separare. Astfel în cazul perechii de fluide apă-aer umed, cînd aerul are o temperatură mai ridicată și deci sensul fluxului de căldură este de la aer spre apă, sensul fluxului de substanță este totuși invers, deoarece componenta activă este formată din vapori de apă, care pot trece prin suprafața de separare a celor două fluide. În acest caz suprafața de separare se comportă ca o peliculă semipermeabilă, care permite trecerea vaporilor de apă, dar este impermeabilă pentru alte gaze, de exemplu azot.

La evaluarea coeficienților de schimb de căldură trebuie avute în vedere deci, pe lîngă fluxurile principale ale fluidelor în curgerea relativă și fluxul de substanță, orientat transversal pe direcția curgerii principale.

Intensitatea fluxului de substanță transversal depinde de potențialele termice ale celor două fluide, de viteza relativă a lor și de conținutul variabil al amestecului gazos de o parte și alta a suprafeței de separare.

Deosebită importanță are valoarea intensității fluxului de substanță transversal și deci condițiile de formare ale lui, deoarece acesta modifică prin efecte suplimentare legile schimbului de căldură iar uneori chiar caracterul de curgere al fluidelor. Stabilirea momentului modificării caracterului de curgere al fluidelor, adică stratul limită să rămînă laminar sau turbulent, constituie una din problemele dificile ale acestui proces, care nu poate fi pus în evidență decît experimental.

Studiul trecerii căldurii și substanței se complică dacă avem în vedere amestecul eterogen al gazelor, cînd analogia dintre schimbul de căldură și substanță este numai aproximativă.

Datorită acestor fenomene complexe, nu există un procedeu unic de prezentare și prelucrare a rezultatelor cercetărilor experimentale și de aceea, adeseori, apar contradicții în privința evaluării coeficienților de schimb, necesari pentru calculul unor instalații termice pretențioase.

Metoda cea mai rațională de soluționare a acestei probleme, constă în utilizarea similitudinii proceselor de transmitere a căldurii și a substanței.

Folosind această metodă și referindu-ne numai la perechea de fluide apă-aer umed s-a propus pentru determinarea coeficientului de schimb de căldură și substanță, pentru suprafețe deschise următoarele ecuații adimensionale [1].

$$Nu = F(Re, Pr, Gu) \tag{1}$$

$$Nu_D = F(Re, Pr_D, Gu) \tag{2}$$

Aceste ecuații au fost stabilite fără să se țină seama de posibilitatea turbulentării curgerii amestecului gazos la suprafața de separare.

Din analiza ecuațiilor (1) și (2) se observă că ele cuprind pe lîngă criteriile clasice Re, Pr și Pr_D și criteriul Guchman cu următoarea semnificație.

$$Gu = \frac{T_{us} - T_{um}}{T_{us}} \tag{3}$$

în care T_{us} și T_{um} sînt temperaturile termometrului uscat respectiv termometrul umed a amestecului gazos.

Referitor la acest criteriu din compoziția ecuațiilor adimensionale de schimb energetic, diferiți autori i-au dat diferite interpretări. Astfel în lucrarea [1] introducerea criteriului Gu în ecuația adimensională se face „în scopul de-a lua în considerare schimbul de căldură asupra schimbului de masă".

În lucrarea [2] se afirmă că acesta este necesar pentru „descrierea proceselor neadiabatice de schimb de căldură și substanță în condițiile cînd natura trecerii de căldură se face prin convecție-radiație", iar în lucrările [3]—[5] introducerea criteriului Gu ține seama de „influența schimbului de substanță asupra schimbului de căldură".

Pe baza acestor interpretări rezultatele cercetărilor experimentale, au ajuns la concluzia că în cazul evaporării forțate de pe suprafețe deschise, valoarea coeficienților de schimb de căldură crește odată cu creșterea intensității fluxului de substanță transversal.

La concluzii diametral opuse au ajuns autorii lucrărilor [6]—[9] și anume că valoarea coeficienților de schimb de căldură în acest caz scade odată cu intensitatea schimbului de substanță, datorită creșterii grosimii stratului limită termic și hidrodinamic și în consecință a reducerii gradienților vitezei longitudinale a fluxului și a temperaturii.

Autorul lucrărilor [6], [7] arată că influența fluxului de substanță transversal asupra schimbului de căldură nu se poate exprima în mod

univoc numai prin valoarea criteriului Gu. Acesta corespunde numai pentru anumite condiții de evaporare adiabatică a lichidului și are un rol suplimentar în ecuația adimensională. În mod similar este caracterizat acest criteriu și în lucrarea [10] ca exprimînd starea higrometrică a mediului gazos în procesul evaporării adiabatice.

Legat de oportunitatea introducerii criteriului Gu în ecuațiile de schimb de căldură și substanță și a modului cum reflectă influența fluxului de substanță transversal asupra valorilor coeficienților de schimb, vom prezenta rezultatele unor experiențe [11] efectuate cu perechea de fluide apă-aer umed, în domeniul $Re = 100 \div 1\,500$ peliculă de lichid, temperatura apei a variat între $17 \div 60$ °C, iar a amestecului gazos între $15 \div 35$ °C.

În figura 1 s-a reprezentat variația temperaturii și concentrației de vapori în stratul limită considerat convențional de aceeași grosime. În cazul regimului adiabatic, cînd sensul fluxului de căldură este de la amestecul gazos spre apă (q), iar sensul fluxului de substanță îndreptat de la suprafața de separare (d_v), repartiția parametrilor fizici ai componentei active în stratul limită se face după curbe exponențiale. Dacă la presiune constantă a amestecului de gaze temperatura termometrului umed T_{um} este egală cu temperatura de saturație adiabatică a gazului umed T_{ad} și cu temperatura lichidului T_l, atunci acest criteriu coincizînd după structura sa cu factorul de temperatură, este în același timp caracteristica stării termodinamice a mediului, întrucît acesta din urmă poate fi dat de temperatura T_{us} și T_{ad}, care sînt parametrii de stare ai gazului umed. Așa dar, în cazul regimului adiabatic, există o legătură calitativă între intensitatea de evaporare și criteriul Gu, întrucît măririi diferenței de temperatură ($T_{us} - T_{um}$) îi corespunde întotdeauna o mărire a intensității fluxului de substanță transversal d_v

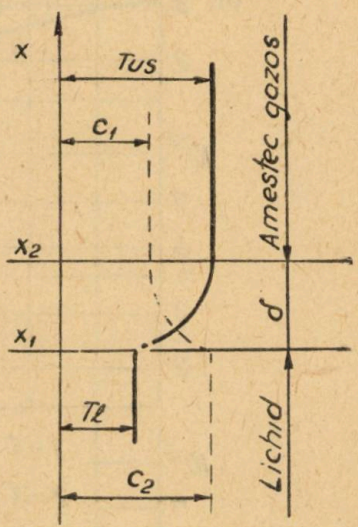


Fig. 1. Variația temperaturii și concentrației componentei active în stratul limită δ.

$$d_v = \rho_v \cdot W_v \cdot g \ [\text{kgf/m}^2, \text{s}] \qquad (4)$$

în care : ρ_v — masa specifică în $\text{kgf} \cdot \text{s}^2/\text{m}^4$
W_v — viteza fluxului în m/s
g — accelerația în m/s^2.

Temperatura T_{um} poate fi apropiată de T_{ad}, nu însă egală. De asemenea s-a observat că acest criteriu chiar în cazul regimului adiabatic reflectă în bună măsură rezultatele experimentale numai la diferențe limitate de temperaturi, dintre amestecul gazos și lichid.

În figura 2 s-a trasat variația criteriului Gu funcție de umiditatea relativă a amestecului gazos pentru temperaturile de lucru de 15, 20 și 35 °C. Din aceste curbe se observă că valoarea cifrei Gu scade foarte mult odată cu creșterea umidității relative, fapt care duce la o apreciere dificilă a acestei mărimi, tocmai în domeniul din apropierea limitei de saturație, domeniu în care lucrează unele instalații.

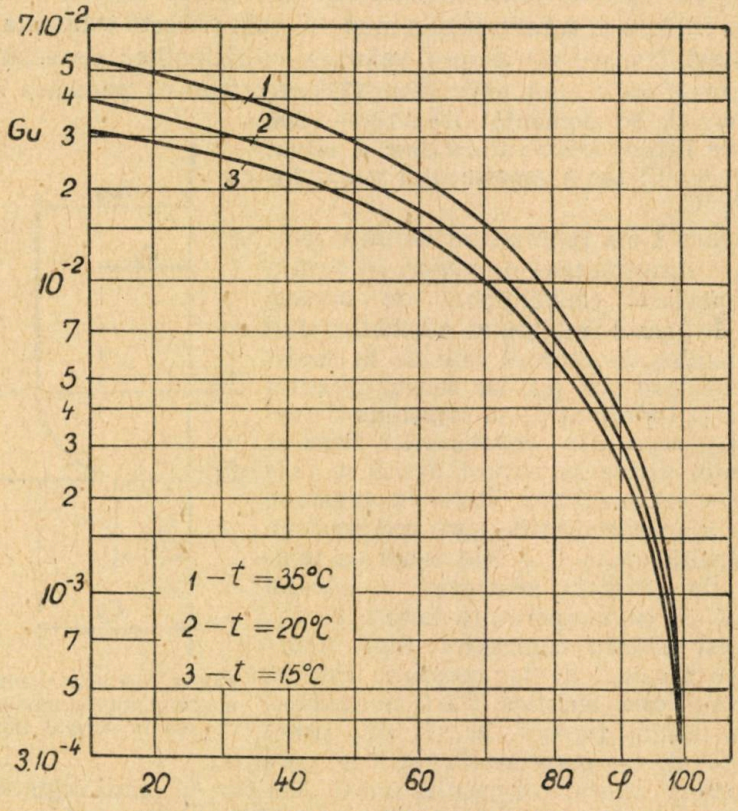


Fig. 2. Cifra Gu funcție de umiditatea relativă a aerului φ.

În figura 3 s-a reprezentat variația coeficientului termic Nu și de difuzie Nu_D în funcție de criteriul Re la trei mărimi ale lui Gu, corespunzător umidităților relative ale amestecului gazos cuprinse între 40 și 98%. Mărimea coeficienților de schimb de căldură și umiditate la același Gu diferă odată cu creșterea lui Re. Valorile coeficienților de schimb de substanță sînt superioare celor de schimb de căldură cu excepția curbei *1* în domeniul Re = 1÷200. Aceasta se explică prin faptul că în această zonă, datorită vitezelor relative mici dintre cele două fluide, schimbul de căldură are loc în condiții apropiate de convecția liberă, iar datorită umidității relative ridicate a amestecului gazos, schimbul de substanță se reduce considerabil.

În figura 4 s-au trasat valorile criteriului termic $Nu/Re^{0,5}$ funcție de cifra Gu. Din înșirarea punctelor se observă că introducerea acestui criteriu în ecuația adimensională satisface în mod corespunzător influența parametrilor higrometrici ai amestecului gazos în regim adiabatic. Cu cît cifra Gu este mai mică, adică mediul are o umiditate relativă ridicată, la o anumită temperatură dată, coeficienții de schimb energetic scad, ceea ce

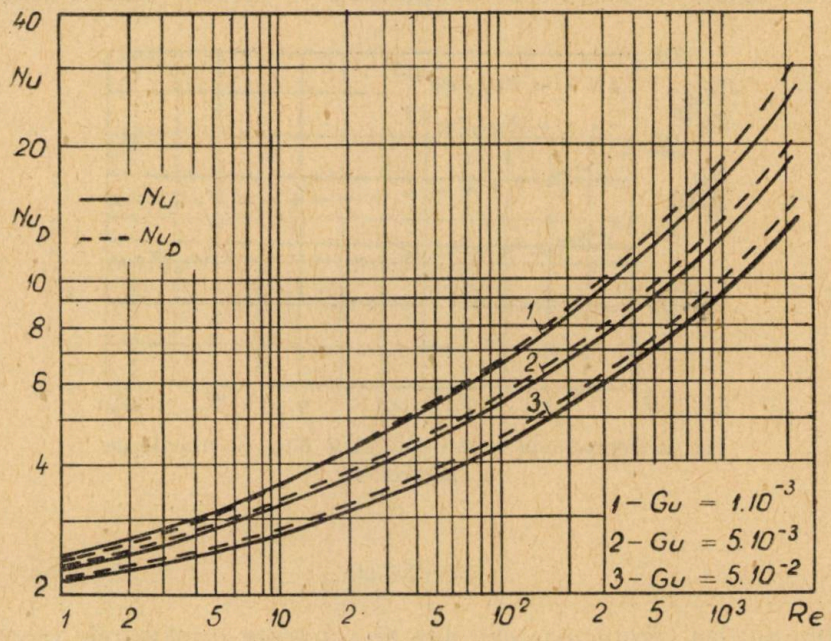


Fig. 3. Variația lui Nu și Nu_D funcție de Re.

corespunde întru totul și din punct de vedere fizic. De menționat că în cadrul temperaturilor amintite, dependența criteriului $Nu/Re^{0,5}$ se păstrează cu aproximație în aceleași limite și în cazul schimbării sensului fluxului de căldură și anume de la pelicula de apă la amestecul gazos. Aceasta se datorește păstrării mecanismului de trecere a căldurii și substanței în cadrul intervalului cercetat.

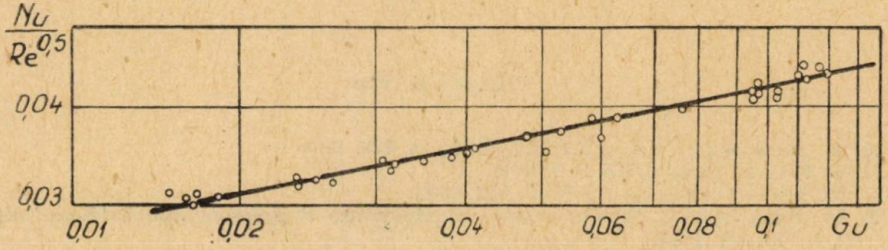


Fig. 4. Dependența $Nu/Re^{0,5}$ funcție de Gu.

În figura 5 s-a trasat influența fluxului de substanță transversal d_v asupra coeficientului de schimb de căldură respectiv de substanță. În limita preciziilor de măsurători se poate trage concluzia că, o dată cu creșterea densității fluxului de substanță transversal, coeficienții de schimb de căldură și substanță scad față de schimbul pur (liniile orizontale). Această scădere în cadrul experiențelor noastre a fost relativ redusă (circa 10%) avînd în vedere diferențele de temperaturi și vitezele relative realizate.

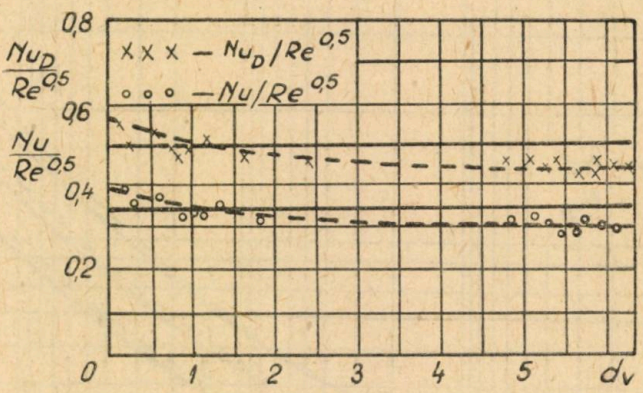


Fig. 5. Dependența criteriului Nu și Nu_D în funcție de d_v [kgf/m² · h].

CONCLUZII

Din analiza rezultatelor obținute se pot trage următoarele concluzii:

a) Introducerea criteriului Gu în ecuațiile adimensionale pentru determinarea coeficienților de schimb de căldură și substanță dintre două fluide în mișcare relativă, este oportună, în domeniul în care stratul limită termic și hidrodinamic se păstrează laminar.

b) Cifra Gu reflectă în mod corespunzător influența fluxului de substanță transversal în regim adiabatic precum și la diferențe reduse de temperaturi dintre lichid și amestecul gazos.

c) Valoarea coeficienților de schimb de căldură și substanță se micșorează odată cu creșterea intensității fluxului de substanță transversal.

BIBLIOGRAFIE

1. A. V. Nesterenko, J.T.F. XXIV, Nr. 4, 729, 1954.
2. L. S. Kleaciko, J.T.F. 6, 4, 1936.
3. F. M. Polonskaia, J.T.F. 23, 802, 1953.
4. B. M. Smolskii, *Vneșii teplo-i massoobmen v protesse konvektivnoi sușkii.* Minsk, 1957.
5. H. F. Dokuceaev, J.T.F. XXVI, 2348, 1956.

6. L. D. Berman, J.T.F. XXVIII, Nr. 11, 2617, 1958.
7. L. D. Berman, J.T.F. XXIX, Nr. 1, 94, 1959.
8. R. C. Cairns, C. H. Roper, Chem. Eng. Sci 3, Nr. 3, 97, 1954.
9. R. C. Cairns, C. H. Roper, Chem. Eng. Sci. 4, Nr. 5, 221, 1955.
10. A. A. Guchman, Teploenerghetica Nr. 5, 32, 1954.
11. N. Boboescu, Disertația de aspirantură. I. P. Timișoara, 1959.

ЦЕЛЕСООБРАЗНСТЬ ВВЕДЕНИЮ КРИТЕРИЯ ГУХМАНА В УРАВНЕНИЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ И ПЕРЕНОСА ПЕРЕНОСА В ДВУХ ФАЗНЫХ СРЕДАХ

(РЕЗЮМЕ)

На основе некоторых результатов полученных экспериментально в области теплообмена и обмена вещества между двумя жидкостями находящимися в относительном движении в адибатном и неадиабатном режимах и в области низких температур, анализируется целесообразность введения критерия Гу в неразмерные уравнения теплообмена и обмена веществом.

Исследование было произведено на основе измерений и выражено при помощи полученных графиков ; авторы пришли к выводу что введение критерия Гу в неразмерные уравнения является целесообразным в той области, в которой предельный гидродинамический слой отличается ламинорным характером.

DIE OPPORTUNITÄT DER EINFÜHRUNG DES GUHMAN-KRITERIUMS, IN DIE GLEICHUNGEN DES WÄRME- UND STOFFÜBERGANGES IN ZWEIFASISCHEN MEDIEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Aus den experimenteel erhaltenen Ergebnissen im Domenium des Wärme und Stoffüberganges zwischen zwei Fluiden in relativer Bewegung in adiabatischen und neadiabatischen Regime, bei niedrigen Themperaturen, wird die Opportunität der Einführung des Guhman-Kriteriums in die adimensionellen Gleichungen des Wärme und Stoffwechsels analysiert.

Das Studium wurde auf Grund von Messungen durchgeführt und ist in den grafischen Darstellungen angeführt. Auf Grund des Studiums empfiehlt der Autor die Einführung des Gu-Kriteriums in die Gleichungen des Wärme und Stoffwechsels, im Bereiche der laminaren hydrodinamischen Grenzschichte.

DETERMINAREA VALORII DEFORMAȚIILOR MECANICE REMANENTE DIN STRATURILE SUPERFICIALE ALE PIESELOR PRELUCRATE PRIN AȘCHIERE, FUNCȚIE DE UZURA PE FAȚA DE AȘEZARE A SCULEI

DE

ST. ROSINGER și I. POP

Un aspect important al prelucrării prin așchiere, îl constituie problema calității suprafeței prelucrate, iar în acest cadru, cea a stării straturilor superficiale ale piesei.

Acest strat este tensionat sub acțiunea mecanică a sculei așchietoare și a fenomenelor termice care însoțesc procesul așchierii. Tensiunile ce apar ating uneori limita de curgere a metalului, producînd în acest caz deformații remanente. În urma deformațiilor suferite, se constată ecruisarea straturilor superficiale ale piesei pe o anumită adîncime.

Studiile efectuate asupra straturilor superficiale de sub suprafața așchiată [1], [2], [3], [4] privesc îndeosebi influența elementelor regimului de așchiere și a geometriei sculei așchietoare asupra stării acestor straturi.

Legat de studiul deformațiilor mecanice remanente din straturile superficiale ale pieselor prelucrate prin așchiere, prezenta lucrare se referă la influența exercitată asupra acestora, de uzura sculei așchietoare.

Incercările de așchiere s-au efectuat asupra unor epruvete din OL 70 STAS 500-63, cu dimensiunile de $20 \times 35 \times 100$ mm, și avînd duritatea HB = 241.

Cuțitul cu ajutorul căruia s-au efectuat experiențele a fost din RW 180 STAS 3611-61, cu următoarele caracteristici geometrice ; $\alpha = 8°$; $\gamma = 10°$; $\varkappa = 90°$; $\varkappa_1 = 15°$; și $r = 1{,}5$ mm (fig. 1).

Elementele regimului de așchiere au avut următoarele valori : $t = 4$ mm ; $s = 0{,}3$ mm/c.d. ; $n = 26$ c.d./min. ; $v_m = 6{,}2$ m/min.

Materialul din care s-au executat epruvetele, mărimile alese ale elementelor regimului de așchiere (t și s) cît și valorile elementelor geometrice ale sculei ($\alpha, \gamma, \varkappa_1, \varkappa, r$), corespund situațiilor frecvent întîlnite în uzinele constructoare de mașini.

Așchierea s-a executat pe o mașină de rabotat transversal de 650 mm. Fixarea epruvetei s-a realizat distant de locul de așchiere încît forțele de strîngere să nu introducă tensiuni suplimentare în straturile superioare

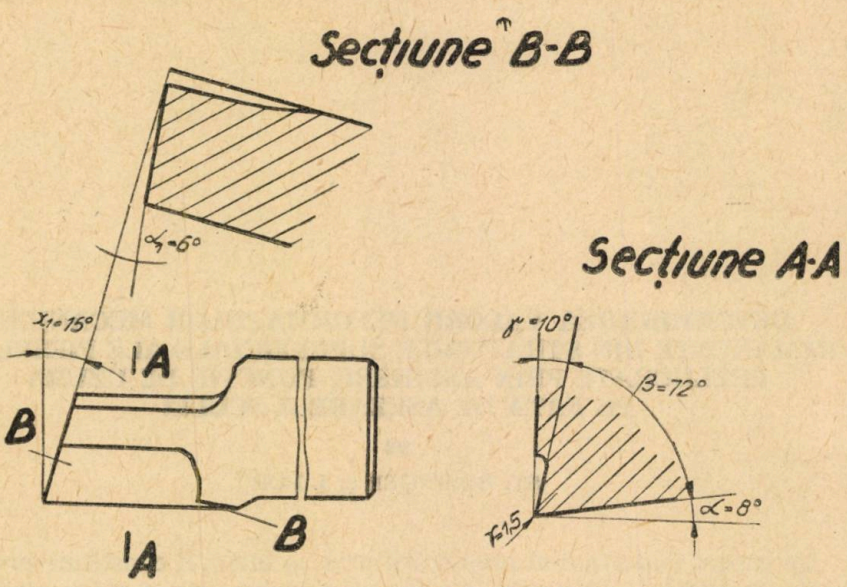


Fig. 1. Caracteristicele geometrice ale cuțitului.

ale piesei și asigurîndu-se ca suprafața sa superioară și laterală să fie paralelă cu direcția de deplasare a berbecului mașinii (fig. 2), admițînd o abatere maximă de la paralelism de ±0,01 mm pe toată lungimea de așchiere.

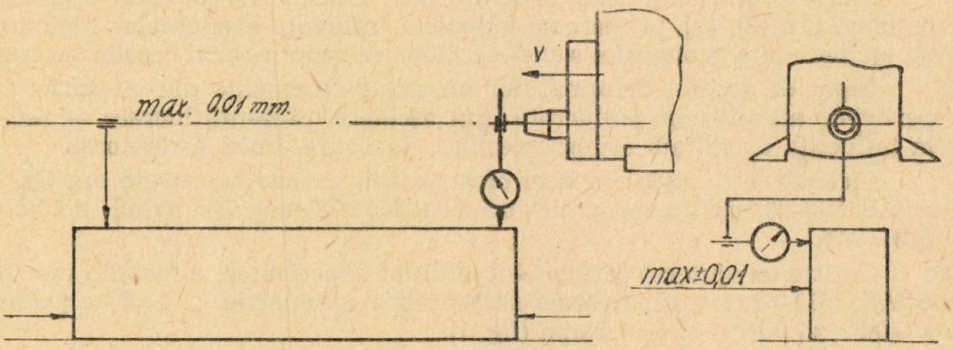


Fig. 2. Schema de verificare a epruvetei pe masa mașinii.

Viteza de lucru s-a ales la o valoare de peste două ori mai mică decît cea economică, pentru a înlătura influența mersului neliniștit al mașinii, care apare în cazul valorilor ridicate de curse duble pe minut. De asemenea, s-a asigurat o variație redusă a vitezei de așchiere de-a lungul epruvetei, de cca. 2%, determinare făcută funcție de lungimea epruvetei și de caracteristicile mașinii, folosind relația 2.260 din [5].

Deformațiile au fost studiate prin metoda cunoscută a urmăririi variației suferite de o rețea de linii marcate pe suprafața laterală a piesei. Rețeaua marcată a fost patratică, cu laturile de 0,5 mm (fig. 3), trasată la o mașină de găurit în coordonate tip „DIXI", la o precizie de 0,001 mm. Exactitatea dimensională a rețelei a fost verificată cu ajutorul unui microscop de scule.

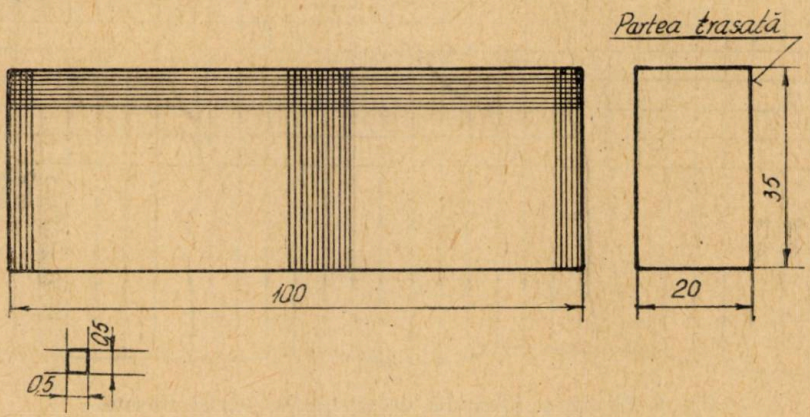


Fig. 3. Dimensiunile epruvetei și a rețelei trasate.

Prelucrările de așchiere ale epruvetelor s-au executat în condiții identice de lucru, singurul factor variabil fiind valoarea de uzură a sculei pe fața sa de așezare h_a. Mărimea uzurii h_a, s-a exprimat ca lungime a porțiunii uzate de pe fața de așezare a sculei (fig. 4). Încercările s-au extins asupra sculelor cu valori de uzură de 0 ; 0,5 ; 1,0 ; 1,5 ; 1,75 și 2 mm.

S-au cercetat deformațiile mecanice remanente din straturile superficiale ale piesei prelucrate prin așchiere, urmărind modificarea rețelei de linii marcate pe epruvetă atît pe suprafața așchiată, — în direcția vitezei de așchiere —, cît și perpendicular pe aceasta, — în adîncimea piesei (fig. 5).

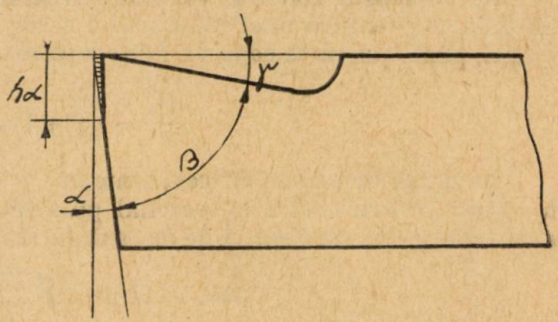


Fig. 4. Uzura pe fața de așezare a cuțitului.

Deformațiile Δh_a, înregistrate pe suprafața așchiată, în direcția vitezei de așchiere, măsurate cu ajutorul unui microscop de scule, avînd precizia de măsurare de 0,0005 mm, se prezintă în figura 6.

Curba *1* se referă la deformațiile caracteristice de pe suprafața așchiată a piesei. La capetele epruvetei, pe distanța de cca. 1,5 mm, se observă deformații mai pronunțate, redate în figura 6 prin curbele *2*, *3* și *4*, și co-

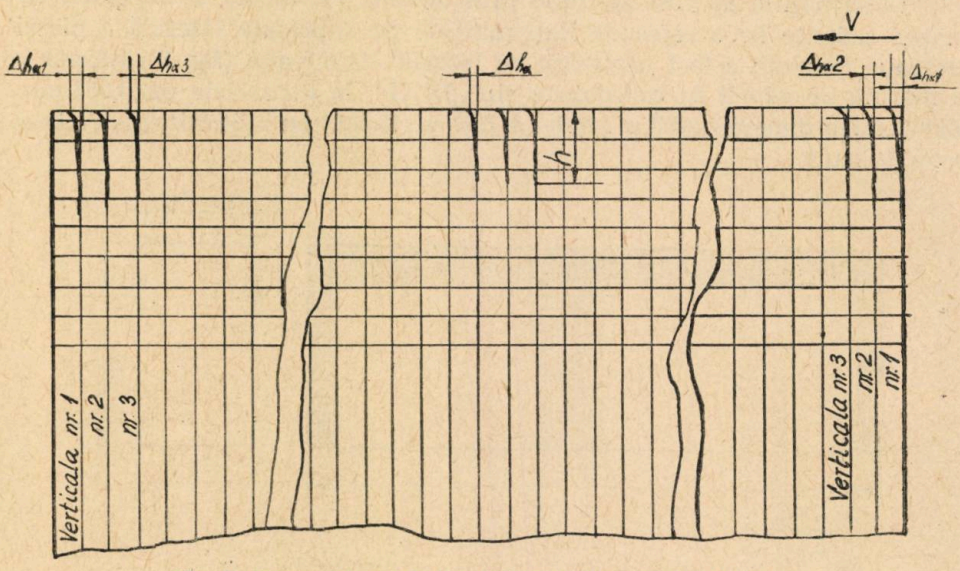


Fig. 5. Forma şi mărimile deformaţiilor reţelei trasate.

respunzînd deformaţiilor măsurate la extremităţile verticalelor *3*, *2* şi *1* de pe reţeaua de linii marcate pe piesă.

Curbele prezentate în figura 6, indică existenţa a 3 zone distincte ale deformaţiilor de pe suprafaţa aşchiată : zona I corespunzătoare la $h_a < 0{,}5$ mm, zona II la $h_a = 0{,}5 \ldots 1{,}0$ mm şi zona III la $h_a > 1{,}0$ mm.

Pe cuprinsul zonei I, variaţia curbelor este uşor crescătoare, asemănîndu-se cu ramura unei hiperbole a căror focare se găsesc pe dreapta Oy. Astfel, pentru această zonă variaţia deformaţiilor ia forma :

$$\frac{\Delta h_a^2}{a^2} - \frac{\Delta h_a^2}{b^2} + 1 = 0. \tag{1}$$

În urma determinării constantelor a şi b ale hiperbolei [$a = 0{,}668$; $b = 0{,}008$ pentru curba *1*, crescînd pînă la 0,0095 pentru curba *4*], putem explicita pe Δh_a în funcţie de h_a, sub forma

$$\Delta h_a = 5{,}7 \cdot 10^{-3} \sqrt{2{,}26 h_a^2 + 1}. \tag{2}$$

Variaţiile deformaţiilor mecanice remanente din zona II, (fig. 6), sînt aproximativ liniare, putînd fi exprimate sub forma :

$$\Delta h_{ai} = m_i h_a - C_i. \tag{3}$$

Determinînd pe cale grafo-analitică valorile coeficientului unghiurilor m_i şi a constantei C_i de deplasare a dreptei faţă de originea sistemului de coordonate, obţinem pentru cele patru drepte :

$m_1 = 0{,}036$	$m_2 = 0{,}0468$	$m_3 = 0{,}061$	$m_4 = 0{,}08$
$C_1 = 8$	$C_2 = 11{,}8$	$C_3 = 18{,}2$	$C_4 = 24$

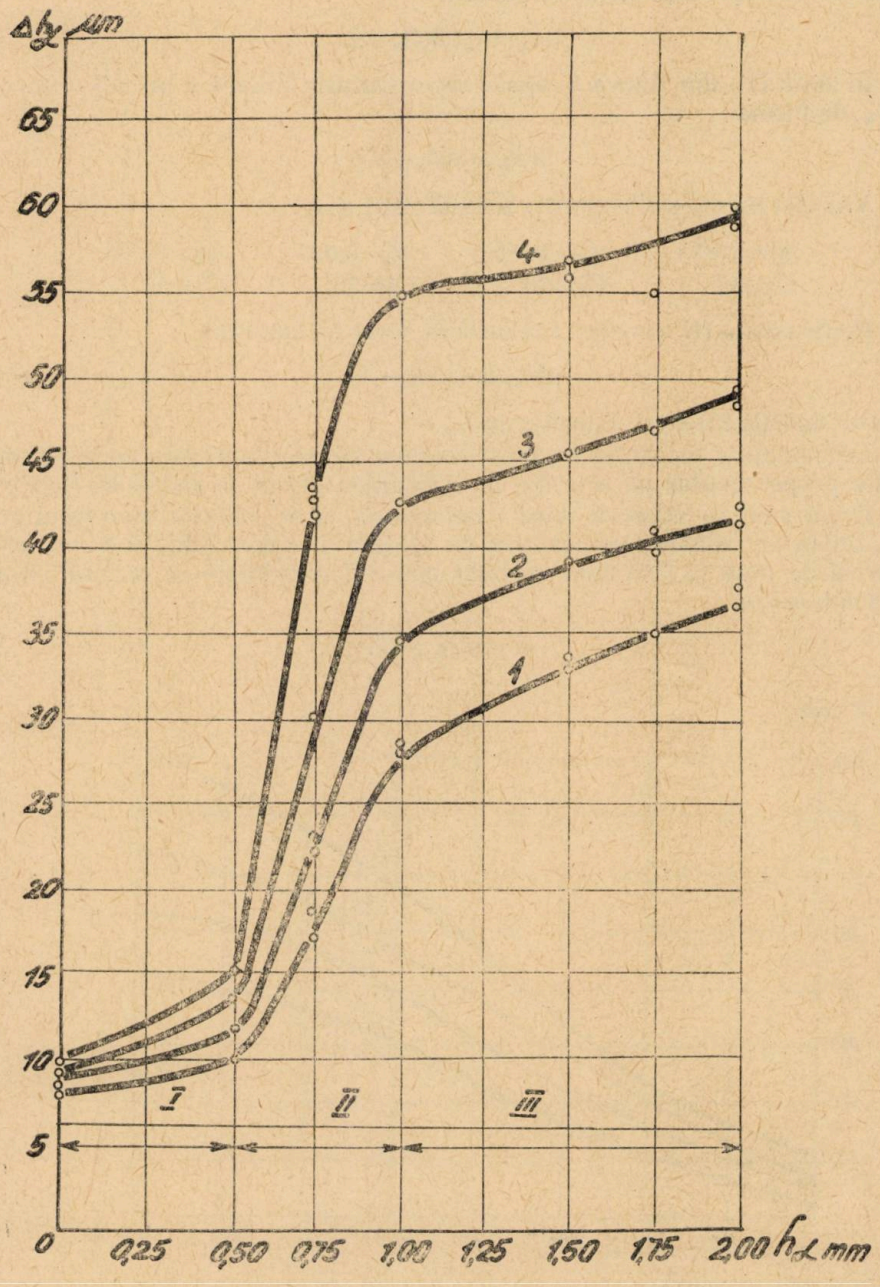


Fig. 6. Variațiile deformațiilor remanente în funcție de gradul de uzură a sculei pe fața de așezare.

Pentru curba (1) din figura 6, care reprezintă deformațiile caracteristice de pe suprafața așchiată, rezultă :

$$\Delta h_{a1} = 0{,}036 h_a - 8. \tag{4}$$

În zona III, din figura 6, apare tot o variație liniară a lui $\Delta' h_a$ funcție de h_a, de forma

$$\Delta' h_{ai} = m'_i h_a + C'_i. \tag{5}$$

Valorile lui m'_i și C'_i pentru această zonă sînt :

$m'_1 = 0{,}01$; $m'_2 = 0{,}008$; $m'_3 = 0{,}007$ $m'_4 = 0{,}004$.
$C'_1 = 17$ $C'_2 = 26$ $C'_3 = 35$ $C'_4 = 51$

Pentru zona III a curbei *1* rezultă în acest fel expresia :

$$\Delta' h_{a1} = 0{,}01 h_a + 17 \tag{6}$$

în care valorile lui h_a se introduc în μm.

Deformațiile mecanice h, ale straturilor de sub suprafața așchiată, măsurate perpendicular pe aceasta, în adîncimea piesei se redau în figura 7.

După cum se observă, aceste deformații cresc, pentru intervalul studiat, odată cu valoarea uzurii feței de așezare a sculei. Admițînd o abatere valorică de pînă la 0,05 mm, variația poate fi exprimată ca liniară, exprimată sub forma

$$h = m''_i h_a + C''_i. \tag{7}$$

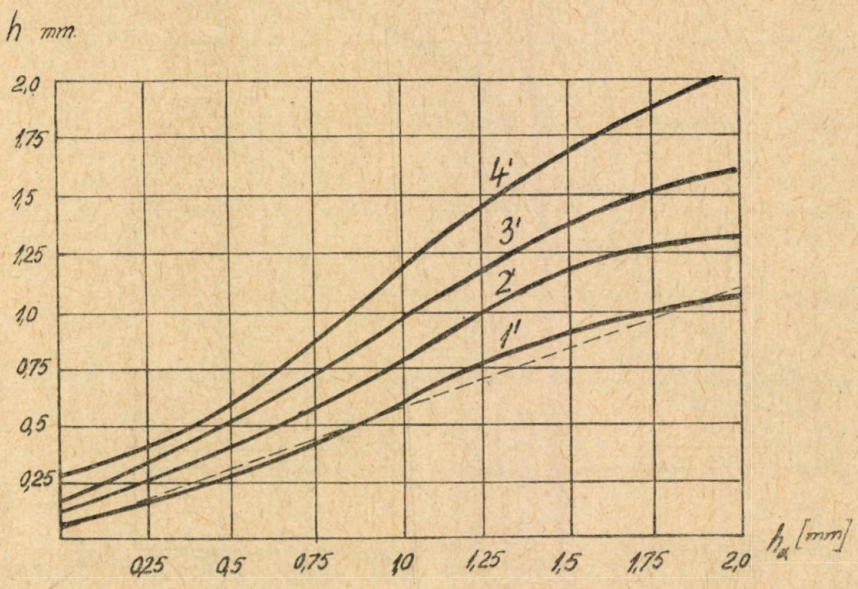


Fig. 7. Variația adîncimei stratului deformat funcție de gradul de uzură a sculei pe fața de așezare.

Pentru curba *1'* avem :

$$h_1 = 0{,}57h_a + 0{,}06 \tag{8}$$

în care h_a și h, apar în mm.

Cercetările întreprinse privind deformațiile mecanice remanente din straturile superficiale ale pieselor prelucrate prin așchiere în funcție de uzura feței de așezare a sculei permit a stabili următoarele :

1. Uzura sculei exercită o importantă influență asupra stării straturilor de sub suprafața așchiată. Există posibilitatea stabilirii unor relații între mărimea uzurii și a deformațiilor suferite. Pentru condițiile concrete ale cercetării efectuate de autori, aceste relații sînt prezentate prin expresiile (2), (4), (6) și (8).

2. Adîncimea stratului deformat mecanic, în cazul prelucrării pieselor cu diametru redus poate depăși valorile recomandate ale adaosurilor de prelucrare pentru operațiile de finisare sau de rectificare. Mărimea acestor adaosuri de prelucrare se redă în figura 8, în funcție de diametrul piesei

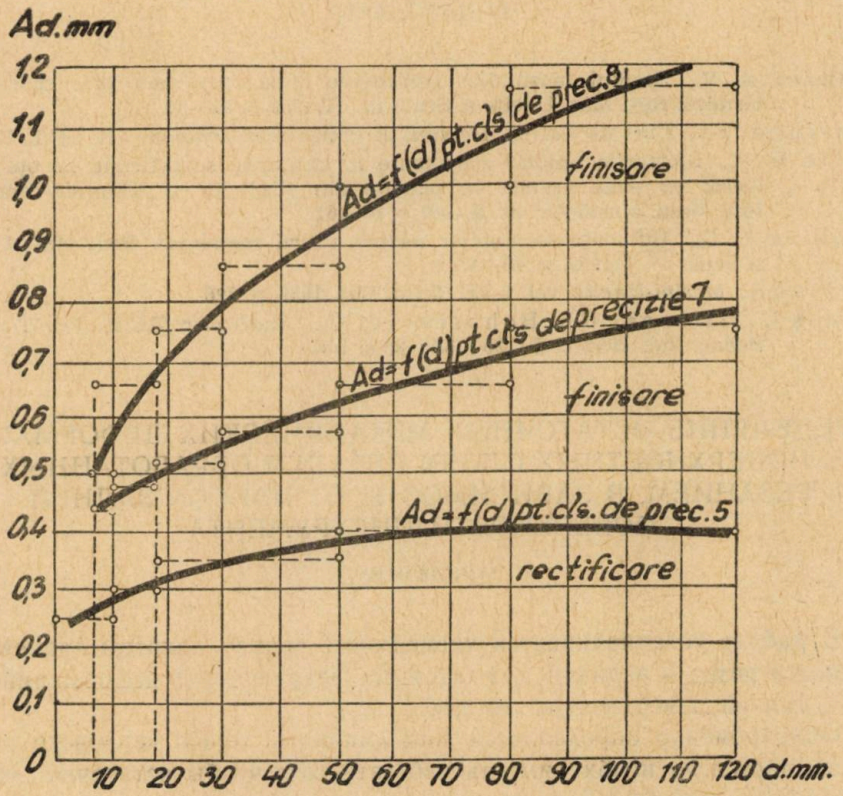


Fig. 8. Variația adaosului de prelucrare pentru finisare și rectificare în funcție de diametrul piesei de prelucrat și clasa de netezime.

supuse prelucrării și clasa de precizie a netezimii în care se încadrează prelucrarea [6].

Corelarea valorilor din figura 7 și figura 8, permite a limita uzura maximă a sculei de degroșare, în așa fel ca să se evite ca această operație să transpună asupra piesei straturi deformate pe asemenea adîncimi, care să întreacă valoarea adaosului de prelucrare pentru finisare și rectificare.

3. La capetele piesei supuse la încercarea de așchiere, se constată deformații mecanice remanente de valori mai ridicate (curbele *2*, *3*, *4* din figura 6, respectiv *2'*, *3'*, *4'* din figura 7). Acest lucru este legat de modul aparte de tensionare al materialului din aceste zone. La extremitatea din care începe așchierea, materialul este solicitat brusc la o valoare ridicată, iar la extremitatea în care scula părăsește contactul cu piesa, apare lipsa de sprijin al porțiunilor de material.

Această situație privește însă numai zone puțin extinse de la capetele piesei, și de aceea ea nu prezintă importanță practică deosebită.

BIBLIOGRAFIE

1. Podzei A. V., Studiul tensiunilor remanente după rectificare prin modelarea termică. Rev. Meș. Unelte și Scule nr. 11/1959 p. 51—54.
2. Rosinger St., *Curs de Teoria Așchierii și Proiectarea Sculelor*. Lit. I.P.T. 1963 p.
3. Jilin V. A., Eforturile unitare remanente în straturile superficiale de oțel prelucrat cu scule armate cu plăcuțe din aliaj dur și mineralo-ceramice. Rev. Vesn. Mașinostr. nr. 9/1961 p. 58—61.
4. Kuklin L. G., Influența tensiunilor asupra uzurii metalului. Rev. Meș. Unelte și Scule nr. 3/1959, p. 46—47.
5. Crișan S., *Mașini-Unelte*. vol. I. Ed. Tehn. Buc. 1959, p. 226.
6. Picoș C. Ailincăi Gh. Bohosiewici C., Indrumar T.C.M. Ed. Tehn. și Pedag. Buc. 1964, p. 6 ; 25 ; 33 ; 35 și 106.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСТАТОЧНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ ДЕФОРМАЦИЙ В ПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЯХ ДЕТАЛЕЙ ОБРАБОТАННЫХ РЕЗАНИЕМ, В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ИЗНОСА ЗАДНЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ИНСТРУМЕНТА

(РЕЗЮМЕ)

В работе устанавливается зависимость между износом задней поверхности резца и величиной остаточных механических деформаций под обработанной поверхностью детали.

Одновременно определяется максимальный однос чернового резца и указывается на необходимость избегать того чтобы остаточно деформированный слой был больше припуска на чистовую отделку или шлифовку.

DIE BESTIMMUNG DES WERTES BLEIBENDER MECHANISCHER DEFORMATIONEN AN DER OBERFLACHE ZERSPANTER WERKSTUCKE, ALS FUNKTION VOM VERSCHLEISS DER ANSATZFLACHE BEI SPANABHEBENDEN WERKZEUGEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Die Arbeit anthält Beziehungen zwischen dem Verschleiss der Ansatzfläche spanabhebender Werkzeuge und der Grösse bleibender mechanischer Deformationen, die an der Oberfläche bearbeiteter Werkstücke antstehen.

Desgleichen wird der maximale Verschleiss bei Schruppenwerkzeugen festgelegt für welchen die bleibend deformierte Schicht des Werkstückes die Schichtbeziehungsweise Schleifzugabe nicht überschreitet.

ASUPRA FORAJABILITĂȚII OȚELURILOR ALIATE CU 9% Ni ȘI 4% Co, FOLOSITE LA TEMPERATURI JOASE *

DE

M. TRUȘCULESCU

1. INTRODUCERE

Oțelurile aliate cu 9% Ni, 4% Co și avînd un conținut scăzut în carbon (<0,30%) prezintă mare interes în fabricarea conductelor, rezervoarelor pentru transportul și stocajul gazelor lichefiate. De asemenea ele au o mare utilizare în industria aeronautică și cosmică, la fabricarea avioanelor stratosferice și a rachetelor.

Aceste oțeluri au o bună tenacitate la temperaturi scăzute (—200 °C) și în același timp prezintă și valori ridicate pentru caracteristicile mecanice (rezistența la rupere, limita elastică, alungire etc.).

Din studiile anterioare [1] făcute asupra oțelurilor cu 9% Ni și 4% Co s-a observat influența favorabilă a cobaltului asupra proprietăților mecanice și s-a considerat necesar să se elucideze și influența lui asupra forjabilității.

Prelucrarea prin deformare plastică la cald caracterizîndu-se prin consum specific redus de material și prin ridicarea caracteristicilor mecanice ale pieselor, justifică numeroasele studii întreprinse pentru determinarea acestei proprietăți a materialelor.

Dintre numeroasele metode folosite la determinarea forjabilității metalelor și aliajelor se apreciază că tracțiunea la cald ar da cele mai concludente rezultate [2], [3], [5], [6].

Cuvîntul „forjabilitate" include un complex de operații de forjare propriu-zisă, laminare, refulare și ambutisare la cald.

---

* Cercetarea efectuată de autor la „Centre National de Recherches Metallurgiques" Liège — Belgique 1965.

2. CARACTERISTICILE OȚELURILOR STUDIATE

2.1. Elaborarea oțelurilor

Oțelurile supuse studiului forjabilității s-au elaborat în condiții de laborator folosindu-se o instalație „Balzares" tip V.S.G. 25 .

Topirea și turnarea s-a făcut sub un vid de $8 \cdot 10^{-4}$ la $1 \cdot 10^{-3}$ mm Hg utilizîndu-se următoarele materii prime : fier electrolitic (99,95% Fe), aliaj fier-carbon (4,5% C) numit „fontă sintetică", fero-mangan cu 84,66% Mn ; nichel (99,62% Ni) ; cobalt (99,60% Co).

S-au elaborat 4 mărci de oțeluri cu conținuturi diferite în carbon și cobalt și avînd constant conținutul în nichel.

Compoziția chimică a oțelurilor cercetată pe semi-produs este dată în tabelul 1.

Tabelul 1

Reper	Compoziția chimică %						
	C	Mn	Si	S	P	Ni	Co
A	0,145	0,270	0,020	0 005	0,012	9,12	—
B	0,140	0,270	0,010	0,005	0,090	9,12	4,07
C	0,315	0,140	0,020	0,006	0,010	9,12	—
D	0,325	0,130	0,150	0,005	0,090	9,05	4,07

2.2. Puncte critice de transformare

Folosind un dilatometru izoterm tip A.D.A.M.E.L. s-au determinat punctele critice de transformare ale celor patru mărci de oțeluri.

Valorile punctelor critice de transformare ale oțelurilor studiate sînt date în tabelul 2.

Tabelul 2

Puncte critice de transformare

Oțeluri	Tratament termic prealabil	Temperatura punctelor critice, °C	
		Ac_1	Ac_3
A	Normalizare 850 °C ; 0,5 h ; aer	572	713
B	Normalizare 900 °C ; 0,5 h ; aer	582	741
C	Normalizare 850 °C ; 0,5 h ; aer	602	653
D	Normalizare 900 °C ; 0,5 h ; aer	607	722

La determinarea punctelor critice s-a folosit o viteză de încălzire de 150 °C/h ; iar înregistrarea curbei dilatare-temperatură s-a făcut cu ajutorul unui înregistrator în coordonate *XY*.

3. TEHNICA EXPERIMENTALĂ UTILIZATĂ

Pentru determinarea forjabilității un mare număr de cercetători [4], [5], [6], [7], utilizează încercările de tracțiune la cald. Aceștia pe bună dreptate consideră că alungirea, gîtuirea și sarcina maximă de rupere a metalelor la cald caracterizează forjabilitatea.

Autorii citați mai sus sînt în unanimitate de acord că :

— gîtuirea, caracterizează cel mai bine forjabilitatea,

— alungirea la rupere este direct legată de capacitatea de deformare a materialului,

— sarcina de rupere dă o indicație asupra forței necesare pentru deformarea metalului.

Viteza de tracțiune poate influența de asemenea forjabilitatea materialului.

Făcînd încercări de tracțiune la cald într-un domeniu larg de temperaturi se poate determina : temperatura optimă de forjare și limitele ce nu trebuiesc depășite, forța necesară, viteza optimă de deformare a materialului cercetat.

3.1. Incercări la cald

Incercările de tracțiune la cald pot fi făcute după două variante :

a) încercări de tracțiune cu rupere la încălzire,

b) încercări de tracțiune cu rupere la răcire.

Considerînd că încercările la tracțiune cu rupere la răcire reproduc mai fidel situația reală din timpul deformării plastice la cald s-a ales această metodă pentru determinarea forjabilității oțelurilor studiate.

Din fiecare marcă de oțel s-au confecționat epruvete avînd dimensiunile din figura 1 și care în prealabil au suferit o normalizare după regimul indicat în tabelul 2.

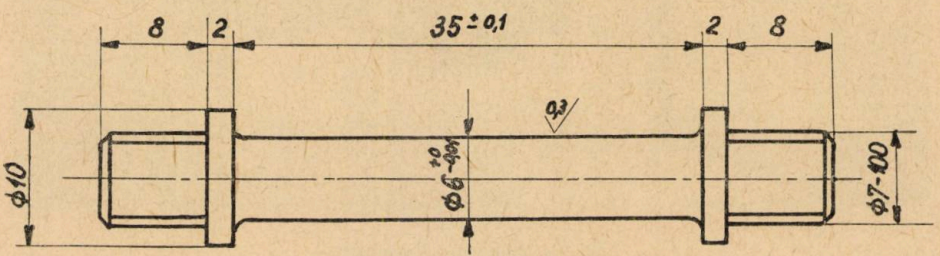


Fig. 1. Epruveta de forjabilitate.

Epruveta utilizată a fost încălzită pînă la temperatura de încercare cu o viteză de 200 °C/s. Ea a fost menținută la această temperatură timp de 10 secunde, apoi răcită cu o viteză de 100 °C/s pînă la temperatura de rupere. La temperatura de rupere epruveta a fost menținută 10 secunde și apoi supusă tracțiunii, cu o viteză de 92 mm/s.

Regimul aplicat în timpul încercării la cald pentru fiecare marcă de oţel este arătat în tabelul 3.

Tabelul 3

Regimul de încercare al epruvetelor

Oţel	Temperatura de încălzire °C	$V_{înc.}$ °C/s	$\tau_{men.}$ s	Temperaturi de încercare °C						$\tau_{men.}$ s	$V_{răc.}$ °C/s
				I	II	III	IV	V	VI		
A	1 050	200	10	1 000	950	900	700	600	—	10	100
B	1 050			1 000	950	900	850	700	600		
C	1 000			950	900	850	780	660	550		
D	1 050			1 000	900	700	600	500	350		

Regimul termic aplicat epruvetelor (tabelul 3) a asigurat punerea în soluţie şi obţinerea unei mărimi acceptabile a grăuntelui de austenită, ceea ce este în concordanţă cu indicaţiile din lucrările [2], [3].

Încercările de tracţiune la cald s-au făcut cu ajutorul unei instalaţii tip „Gleeble“ (fig. 2).

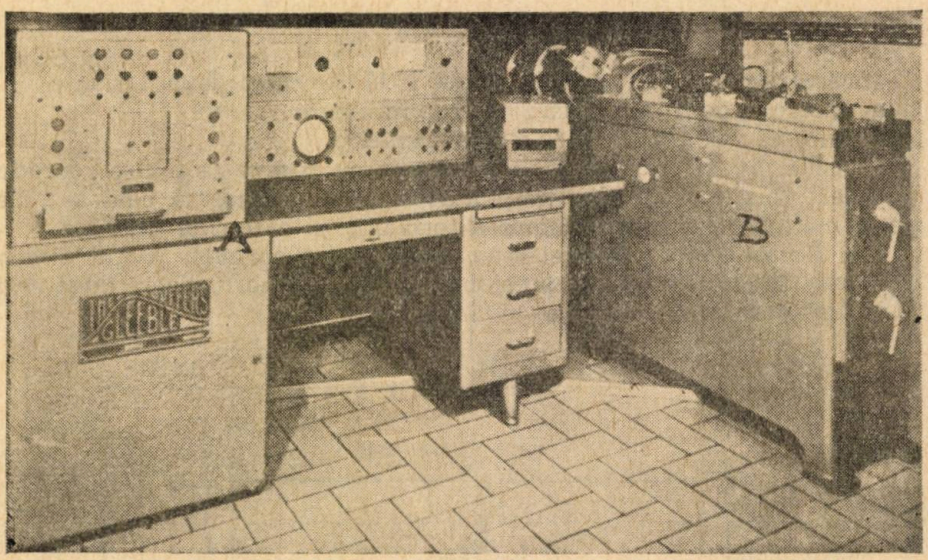


Fig. 2. Maşina „Gleeble“.

Instalaţia „Gleeble“ cuprinde două elemente principale :

1) un dispozitiv de reglare a temperaturii asociat cu un programator electronic (*A* fig. 2).

2) o unitate de tracţiune de mare viteză în care majoritatea comenzilor se face de programatorul electronic (*B* fig. 2).

4. REZULTATE EXPERIMENTALE

Încercările la cald s-au făcut respectîndu-se indicațiile date de autorii lucrărilor [2], [3] și s-au trasat curbele caracteristice.

Reproducem în figura 3 curbele obținute la încercarea unei epruvete.

După încercare la diferite temperaturi în condițiile arătate mai sus epruvetele au aspectul arătat în figura 4.

Variația alungirii, gîtuirii și rezistenței la rupere în funcție de temperaturile de încercare pentru cele patru mărci de oțeluri sînt reprezentate în figurile 5 și 6.

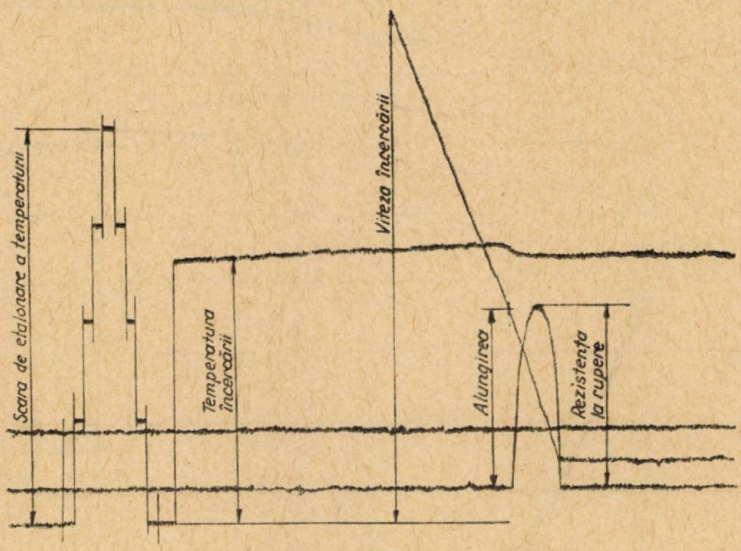


Fig. 3. Curbe de forjabilitate.

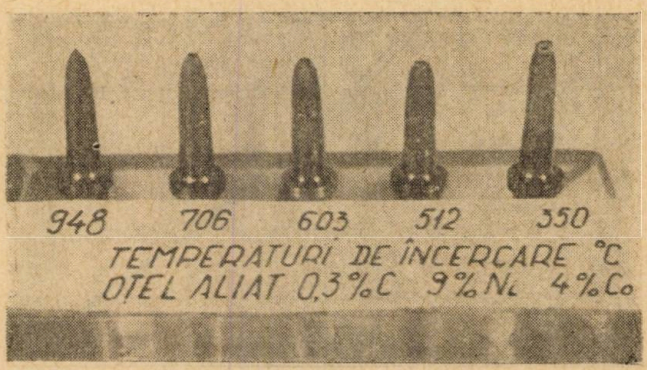


Fig. 4. Aspectul probelor după încercarea de forjabilitate.

5. INTERPRETAREA REZULTATELOR

5.1. Evoluţia structurală a oţelurilor

După normalizare toate probele au fost cercetate metalografic, optic şi electronic.

Regimul de normalizare (tabelul 2) favorizează apariţia unor structuri bainitice [1].

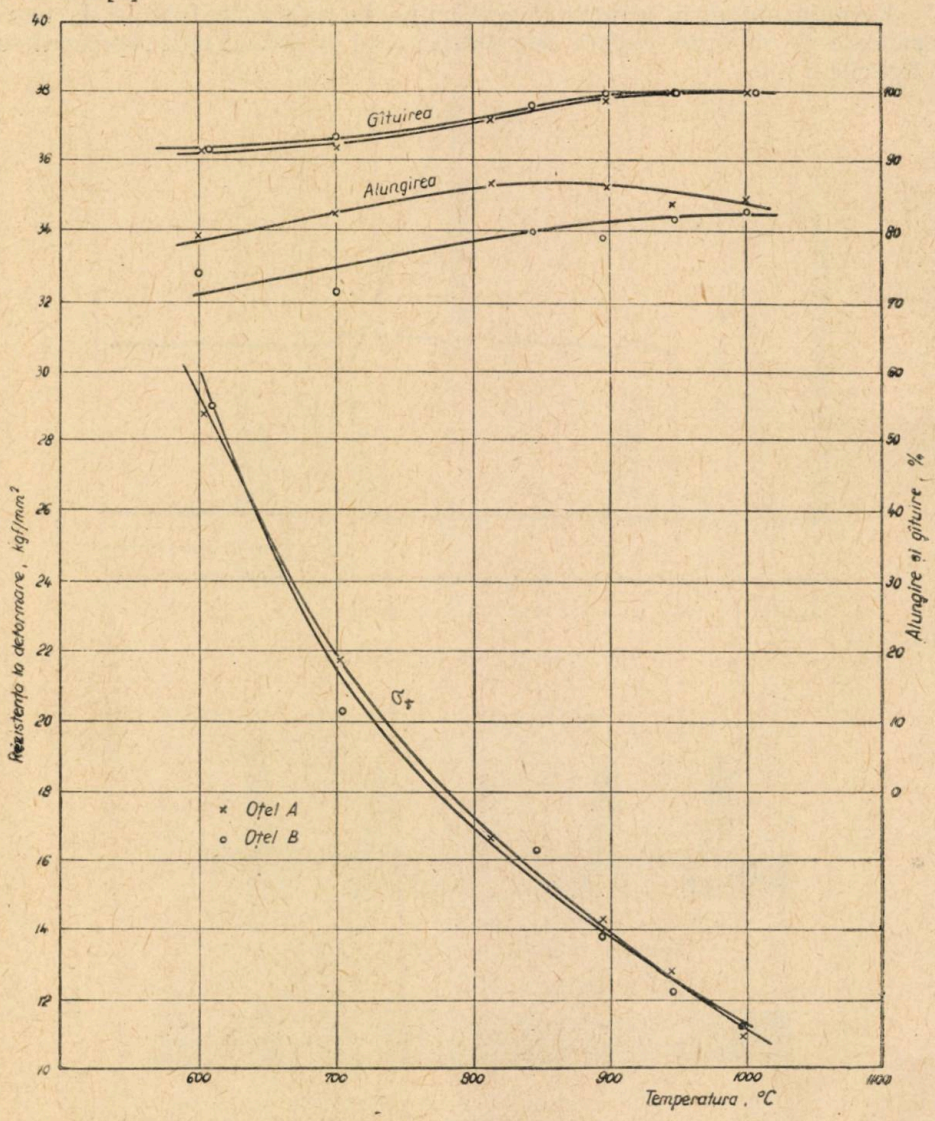


Fig. 5. Oţeluri A şi B. Variaţia proprietăţilor mecanice la cald.

Oțelurile A și B — cu conținut scăzut în carbon (0,14%) prezintă o structură de bainită granulară (planșa I fig. 1 și 2). Precipitările de carburi sînt mult mai fine la oțelurile aliate și cu 4% Co. Dimensiunea și numărul insulelor de austenită stabilizată este mai mare în oțelurile fără cobalt.

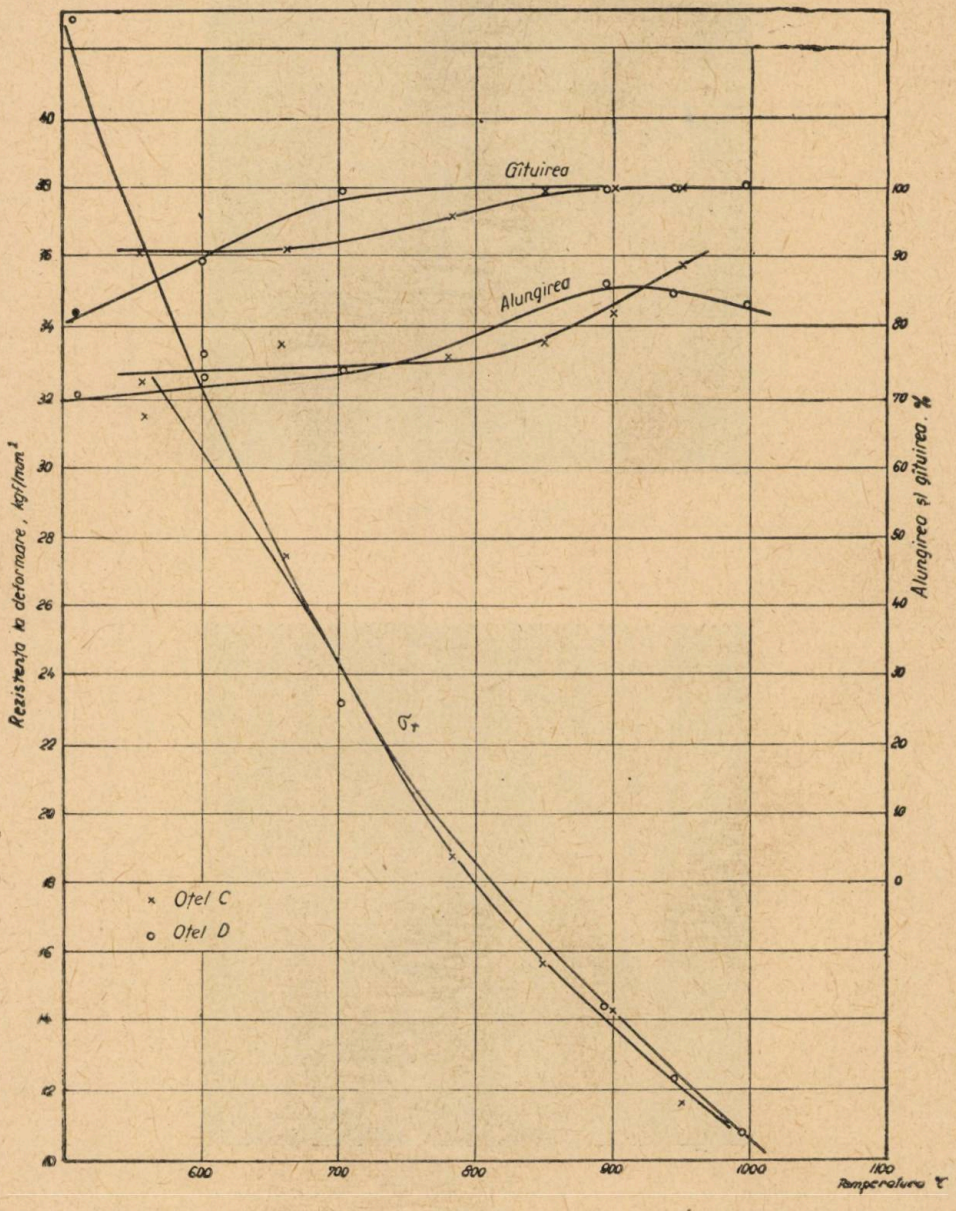


Fig. 6. Oțeluri C și D. Variația proprietăților mecanice la cald.

Planşa I. Oţeluri cu conţinut scăzut în carbon. Structuri după normalizare. Replică : Formvar ; Umbrire : germaniu.

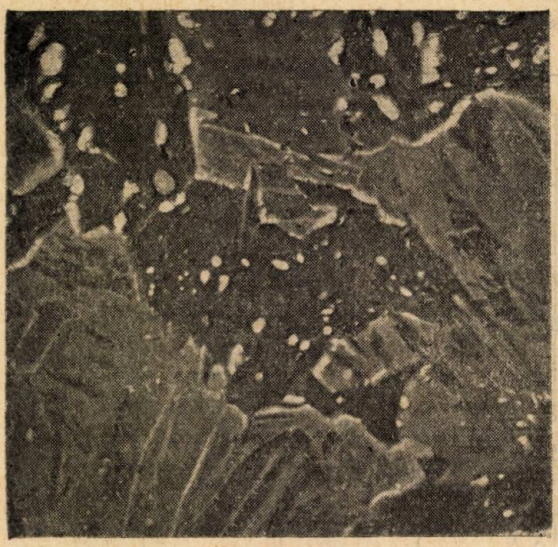


Fig. 1 — X 3 000
Oţel A

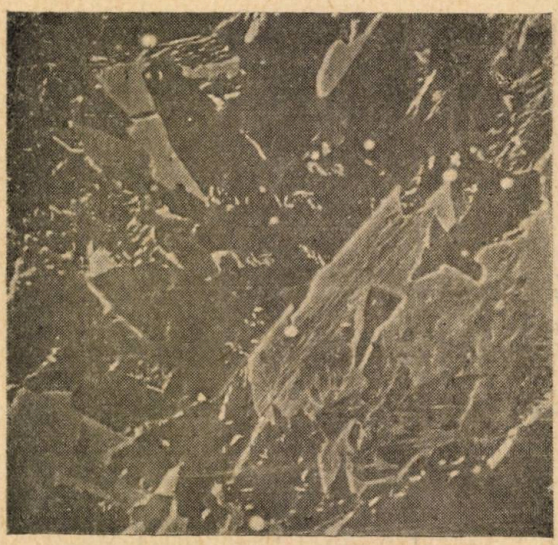


Fig. 2 — X 3 000
Oţel B

Planșa II. Oțeluri cu conținut ridicat în carbon. Structuri după normalizare. Replică : Formvar ; Umbrire : germaniu.

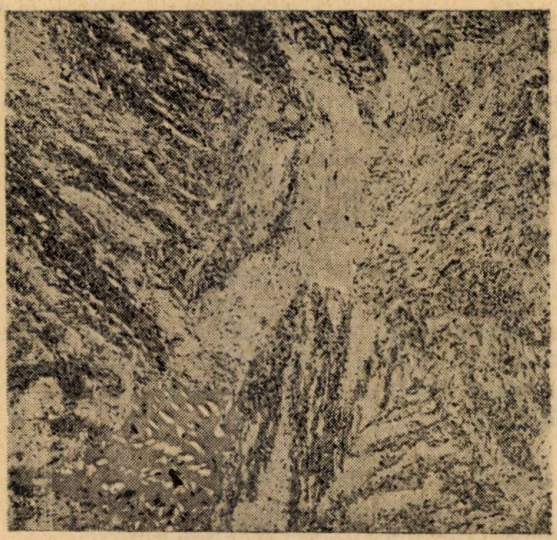


Fig. 1 — X 3 000
Oțel C

Fig. 2 — X 3 000
Oțel D

La ambele oţeluri apar zone cu precipitări foarte fine care seamănă cu o martensită revenită. Aceste zone au un caracter mai pronunţat la oţelurile aliate şi cu 4% Co.

Oţelurile C şi D, cu un conţinut ridicat în carbon (0,30%) prezintă o structură bainitică formată din plăci de ferită de formă poligonală şi insuliţe de austenită (planşa II fig. 1 şi 2).

În acestea se observă o precipitare de carburi care este mult mai pronunţată la oţelul aliat cu nichel.

Urmărindu-se evoluţia structurii în timpul încălzirii şi răcirii se observă că toate mărcile de oţeluri au o granulaţie fină şi la temperaturi de încălzire de 1 050 °C. Oţelurile aliate cu 4% Co au o granulaţie mult mai fină.

În timpul răcirii probei se crează condiţii favorabile apariţiei precipitaţilor fini.

Încălzirea la temperaturi peste 1 000 °C provoacă dizolvarea precipitaţilor fini, iar temperaturile şi mai ridicate înlesnesc şi dizolvarea precipitaţilor mari provocînd o brutală supraîncălzire, care duce la căderea bruscă a tenacităţii [3].

5.2. Variaţia tenacităţii în timpul ruperii la răcire

Analizînd curbele din figurile 5 şi 6 se constată :

a) *La oţelurile cu conţinut scăzut în carbon (0,14%).*

Aceste oţeluri au în general aceeaşi forjabilitate indiferent dacă sînt sau nu aliate cu cobalt. Capacitatea de deformare a materialului este mai bună la oţelurile fără cobalt.

Rezistenţa la rupere este aproape aceeaşi la toate temperaturile de încercare.

b) *La oţelurile cu conţinut ridicat în carbon (0,30%).*

Prezenţa a 4% Co influenţează în mică măsură forjabilitatea şi capacitatea de deformare a acestor oţeluri.

Cobaltul face să crească rezistenţa la rupere la cald cu 10 la 14%, influenţa fiind mai puternică în zona temperaturilor de 550—600 °C.

Varierea conţinutului în carbon provoacă de asemenea mici modificări ale forjabilităţii oţelurilor. Aceste modificări sînt mai evidente la oţelurile aliate cu cobalt, cînd se înregistrează o diminuare a forjabilităţii pe măsura ridicării conţinutului în carbon.

Aceasta poate fi cauzată de natura şi forma precipitărilor de carburi în timpul încercării la cald.

Limitele de temperatură recomandate pentru forjarea oţelurilor cu 9% Ni şi 4% Co şi cu conţinut scăzut în carbon (0,14%) sînt de 800—1 000 °C iar a celor cu conţinut ridicat în carbon (0,30%) sînt de 700—1 000 °C.

Forjabilitatea, capacitatea de deformare este ridicată în acest interval de temperaturi şi rezistenţa de deformare a materialului are valori acceptabile pentru practica industrială.

Factorii care influențează forjabilitatea oțelurilor studiate sînt :

1. Conținutul în cobalt și carbon ;
2. Istoria tratamentului termic ;
3. Condițiile termice și mecanice ale deformării la cald (forjare, laminare etc.).

Cobaltul acționează asupra diminuării dimensiunii grăunților de austenită, accelerează transformarea austenitei, în special în bainită și favorizează apariția precipitaților fini [1].

Tratamentul termic aplicat acestor categorii de oțeluri influențează cantitatea, mărimea și dispersia precipitaților de carburi. La oțelurile aliate cu cobalt se poate obține o structură cu precipitați fini de carburi și grăunți de austenită și ferită de dimensiuni mai mici.

Condițiile termice și mecanice ale deformării la cald (temperatură și viteza de încălzire, viteza de deformare) influențează deosebit proprietățile oțelurilor.

Influența vitezei de deformare este mult controversată de autorii lucrărilor [5], [9]. Din unele rezultate experimentale mărirea vitezei de deformare ameliorează tenacitatea la cald iar după altele se obțin pentru unele oțeluri rezultate favorabile indiferent de viteza de deformare.

Aceste rezultate contradictorii pot fi datorate faptului că în timpul deformării la cald apar efectele a două fenomene care au cinetica lor proprie :

— deformarea plastică și
— transformarea structurală care se poate produce la temperatura de încercare.

În timpul deformării la cald a materialului se pot petrece trei fenomene :

a) *coalescența grăunților.*

Acest fenomen poate avea loc în timpul încălzirii și duratei de menținere la temperatura de încercare a epruvetei.

Atît nichelul cît și cobaltul sînt elemente de aliere care nu favorizează apariția coalescenței grăunților.

b) *precipitarea fazelor.*

Precipitarea fazelor poate fi accelerată datorită condițiilor energetice din timpul deformării plastice și în general ea acționează în sensul diminuării tenacității la cald.

c) *recristalizarea grăunților.*

În majoritatea cazurilor oțelul deformat are o tendință spre recristalizare. Dacă recristalizarea are timp să se efectueze, oțelul va avea o alungire mai mare chiar dacă subzistă un oarecare ecruisaj. În acest caz micșorarea vitezei de deformare influențează mărirea plasticității oțelului.

Din cele expuse se observă influența complexă a vitezei de deformare asupra tenacității materialului. Influența vitezei de deformare este deci în legătură cu natura și starea materialului.

Oţelurile încercate (A . . . D) au o granulaţie fină şi o foarte mică tendinţă la creşterea grăunţilor, la fenomenul de recristalizare, aşa că viteza de deformare aleasă (92 . . . 100 mm/s) este corespunzătoare şi nu există pericolul de a se accelera precipitarea, dar nici de a masca influenţa fenomenului de precipitare.

6. CONCLUZII

Oţelurile aliate cu 9% Ni sînt cunoscute ca avînd bune proprietăţi de prelucrare prin deformare la cald. Încercările efectuate şi rezultatele prezentate mai sus asupra acestor oţeluri (A, C) sînt în concordanţă cu cele obţinute de alţi cercetători [9], [10].

Mărirea conţinutului în carbon la această categorie de oţeluri nu influenţează prea mult prelucrabilitatea lor prin deformare la cald.

Adăugarea cobaltului ridică în mică măsură forjabilitatea oţelurilor studiate. El nu are o influenţă deosebită asupra capacităţii de deformare şi asupra rezistenţei de deformare la cald.

În lumina încercărilor descrise mai înainte se constată :

1. Oţelurile aliate cu 9% Ni şi 4% Co au o bună forjabilitate în domeniul temperaturilor de 700 . . . 1 000 °C.

2. Structurile obţinute după prelucrarea prin deformare la cald urmată de o răcire lentă în aer sînt de tip bainitic, dacă răcirea s-a făcut în aer liniştit.

Adăugarea a 4% Co oţelurilor aliate cu 9% Ni accelerează transformarea bainitică şi se recomandă a se lua măsuri ca viteza de răcire să nu depăşească 80 . . . 100 °C/min.

3. Deoarece aceste oţeluri sînt folosite la temperaturi joase, ele trebuie să aibă şi o bună rezilienţă [9]. Menţinerea la temperaturi de 700 . . . 900 °C timp îndelungat (peste 2 h) în timpul prelucrării prin deformare la cald provoacă modificări structurale defavorabile rezilienţei (stabilitatea austenitei, precipitarea de carburi etc.) [9].

Pentru ca oţelurile studiate să aibă bune proprietăţi mecanice se recomandă ca prelucrarea prin deformare la cald să se facă la temperaturi ridicate 800 . . . 1 100 °C (vezi fig. 5 şi 6) şi într-un timp de maximum 2 ore spre a nu se influenţa rezilienţa la temperaturile scăzute de lucru.

BIBLIOGRAFIE

1. Truşculescu M., Contribution a l'étude du traitement thermique et des propriétés mécaniques d'aciers a 9% Ni et 4% Co. C.N.R.M. 1965.
2. Rapport interne C.N.R.M. M.P. 12/65 — MPS 48, 2 mars 1965.
3. Rapport interne C.N.R.M. M.P. 34/63 — MPS, 34, juin 1963.
4. Hasebe S., Testu to Hagane Nr. 48, pag. 761, 1962.
5. Portevin P., Thèses de la Faculté des sciences de Paris, Mai 1962.
6. Conard R., C.I.T. Nr. 6, pag. 1507, 1961.
7. Dauvergne J., C.I.T. Nr. 78 pag. 1779, 1963.

8. Dauvergne J., Pelabon M., Ivernel I., Revue de Métallurgie, LI. Nr. 4, pag. 254, 1954.
9. Herbiet H., Propriétés de l'acier à 9% de nickel au cours de sa mise en oeuvre. Revue de la Soudure, 19 Nr. 1, 1963.
10. Bastien P., L'acier à 9% nickel pour le stockage et le transport du gaz naturel liquéfié. Métallurgie et Soudage, Revue de la Soudure 1962.

О КОВКОСТИ ЛЕГИРОВАННЫХ СТАЛЕЙ 9% Ni и 4% Co ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ПРИ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ

(РЕЗЮМЕ)

Работа показывает испытание ковкости над легированиями сталями с Ni и Co, используя машину Глеебл (Gleéble) и как метод — разыв в орячем состоянии.

Добавка 9% Ni и 4% Co в сталях приведёт к увеличению ковкости ; рекомандованный температурный промежуток 800 . . . 1 000 °C.

Кобальт увеличивает ковкость сталей а также сопротивление деформации примерно на 10 . . . 15%.

SUR LA FORGEABILITÉ DES ACIERS A 9% Ni ET 4% Co UTILISÉS AUX BASSES TEMPÉRATURES

(RÉSUMÉ)

Le travaille present les essais de la forgeabilité sur les aciers alliés au nickel et cobalt en utilisant la „Gleeble" machine et comme methode la traction au chaud.

L'addition de 9% Ni et 4% Co aux aciers favorise l'accroississment de la forgeabilité ; les limites de la température recommandés etant 800 . . . 1 000 °C.

Le cobalt favorise le forgeabilité des aciers et en même temps il fait accroître le resistance à deformation avec 10 . . . 15%.

ASUPRA PROGRAMĂRII OPTIMALE A CALCULATOARELOR NUMERICE

DE

V. BALTAC

Viteza mică de calcul a calculatoarelor care dispun de o memorie cu tambur magnetic și răspîndirea destul de mare a tamburelor ca memorii externe face actuală preocuparea pentru metodele de mărire artificială a numărului de operații în unitatea de timp. Menționăm metoda de executare dirijată a instrucțiilor, astfel plasate încît timpul de calcul să fie minim (programare optimală). Cîștigul de timp este considerabil ajungîndu-se la dublare sau chiar triplare a vitezei. Dificultățile mari de programare fac ca această metodă, practic nici să nu fie folosită.

Vom prezenta o metodă, pe care o vom numi *programare cuasi-optimală* mai simplă dar conducînd totuși la importante reduceri ale timpului de calcul. Metodei îi este specifică plasarea optimă numai a blocurilor de constante și a adreselor de lucru, instrucțiile din program plasîndu-se în mod obișnuit la adrese succesive ceea ce ușurează foarte mult munca programatorului.

Pentru exemplificare vom considera cazurile a două calculatoare numerice avînd memorie cu tambur și timpul de acces mediu egal cu Δt. Unul din calculatoare are două instrucții pe cuvînt, celălalt o singură instrucție pe cuvînt. Facem presupunerea acoperitoare că prin programare optimală reușim să reducem timpul de acces la $\Delta t/4$. Considerînd un program care ocupă n adrese, 80% din instrucții avînd acces la memorie și din aceste accese 90% fiind optime rezultă pentru primul calculator :

$$t_1 = 0{,}8 \cdot 2n\Delta t \text{ (timpul pentru citirea constantelor)} + \\ + n \cdot \Delta t \text{ (timpul pentru citirea programului)} + \\ + 2n \cdot \Delta t_{op} \text{ (timpul pentru executarea operațiilor)} \qquad (1)$$

și considerînd că

$$\Delta t_{op} \cong 0 \qquad (2)$$

găsim

$$t_1 = 2{,}6n\Delta t \qquad (3)$$

iar pentru programarea cuasioptimală :

$$t'_1 = 0{,}8\left(0{,}9 \cdot 2n \cdot \frac{\Delta t}{4} + 0{,}1 \cdot 2n \cdot \Delta t\right) + n\Delta t + 2n\Delta t_{op} = 1{,}52n\Delta t \tag{4}$$

iar raportul

$$k'_1 = \frac{t}{t'} = \frac{2{,}6n\Delta t}{1{,}52n\Delta t} = 1{,}71. \tag{5}$$

Pentru cel de al doilea calculator :

$$t_2 = 0{,}8 \cdot n \cdot \Delta t + n\Delta t + n\Delta t_{op} = 1{,}8n\Delta t \tag{6}$$

şi

$$t'_2 = 0{,}8\left(0{,}9 \cdot n\,\frac{\Delta t}{4} + 0{,}1n\Delta t\right) + n\Delta t + n\Delta t_{op} = 1{,}26n\Delta t \tag{7}$$

de unde

$$k'_2 = \frac{t}{t'} = \frac{1{,}8n\Delta t}{1{,}26n\Delta t} = 1{,}43. \tag{8}$$

Relaţiile (5) şi (6) ne indică măriri apreciabile ale vitezei de calcul pentru ambele tipuri de calculator ; măriri care pot fi obţinute relativ simplu, deoarece plasarea optimă a constantelor de către programator nu este o operaţie dificilă.

O altă variantă de programare cuasioptimală este aceea cînd se plasează optim numai instrucţiile programului, nu şi constantele şi celulele de lucru. În acest caz pentru primul calculator rezultă un timp de efectuare a programului :

$$t''_1 = 0{,}8 \cdot 2n\Delta t + n\frac{\Delta t}{4} + 2n \cdot \Delta t_{op} = 1{,}85n\Delta t \tag{9}$$

deci

$$k''_1 = \frac{2{,}6n\Delta t}{1{,}85n\Delta t} = 1{,}4 \tag{10}$$

iar pentru al doilea tip de calculator :

$$t''_2 = 0{,}8 \cdot n\Delta t + n\,\frac{\Delta t}{4} + n\Delta t_{op} = 1{,}05n\Delta t \tag{11}$$

prin urmare

$$k''_2 = \frac{1{,}8n\Delta t}{1{,}05n\Delta t} = 1{,}73. \tag{12}$$

Pentru o optimizare perfectă k''_2 tinde spre valoarea

$$k''_{2\,max} = \frac{1{,}8n\Delta t}{0{,}8n\Delta t} = 2{,}25. \tag{13}$$

Această variantă este însă incomodă pentru programare.

Programarea poate fi facilitată în ambele cazuri de o modificare constructivă care se face sistemului de selecție. În fig. 1 se prezintă un sistem de selecție clasic.

Impulsurile de tact mută numărătorul *NA* și în momentul cînd conținutul lui *NA* este egal cu conținutul registrului de adresă *RA* :

$$(NA)=(RA) \tag{14}$$

se deschid amplificatoarele de scriere sau citire. Impulsul de inițializare pune numărătorul la fiecare rotație a tamburului pe zero.

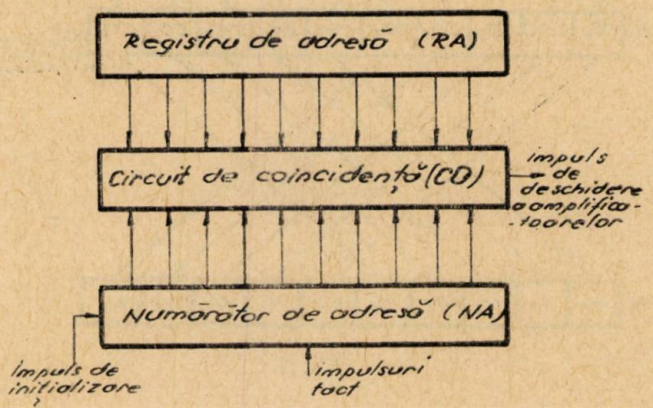


Fig. 1.

Principial dorim să facem ca numărătorul să nu mai numere în ordine naturală, ci între pozițiile pe tambur a două adrese succesive să fie o distanță suficientă, adică să se asigure timpul necesar pentru executarea instrucției înainte de a trece prin fața capului de citire următoarea adresă. Un astfel d e numărător se poate obține prin intervertirea categoriilor între ele după următoarea regulă :

Se iau ultimele n categorii și se trec în locul primelor n categorii. Restul categoriilor rămase se deplasează cu n unități spre dreapta. La un astfel de numărător două numere naturale succesive apar din n în n numere generate. Să analizăm pentru simplitate un numărător binar cu 10 categorii. Dorim ca două numere natural succesive să apară din 32 în 32 numere generate. Să scriem în baza 32 conținutul numărătorului, care va fi dacă se numără natural

$$00,01,02,\ldots,0\overline{31},\ 10,11,\ldots,1\overline{31},\ldots,\overline{31}\,\overline{31} \tag{15}$$

și

$$00,10,20,\ldots,\overline{31}0,\ 01,11,\ldots,\overline{31}1,\ldots,\overline{31}\,\overline{31} \tag{16}$$

cînd se numără cu intervertirea categoriilor, scriind succesiunea (16) în zecimal rezultă :

$$\underbrace{0,32,64,\ldots,992}_{32\text{ numere}},\ \underbrace{1,33,\ldots,993}_{32\text{ numere}},\ \underbrace{2,34,\ldots,994}_{32\text{ numere}},\ \ldots,\ 1\,023. \tag{17}$$

Succesiunea obținută respectă regula dorită. În mod similar obținem oricare alt decalaj dorit.

Constructiv nu vom face modificarea numărătorului *NA* mai ales că la calculatoarele în funcție nici nu este recomandabil, ci vom schimba doar legăturile între *NA* sau *RA* și coincidență. În fig. 2 se prezintă legăturile pentru cazul amintit și caracterizat de relația (17).

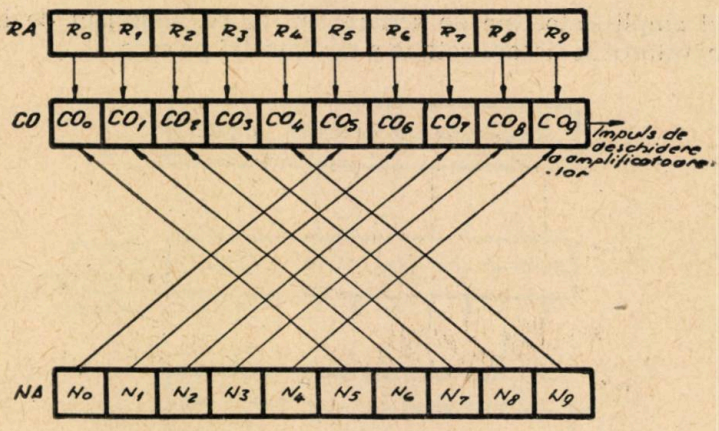


Fig. 2.

Metoda s-a aplicat la calculatorul MECIPT-1. S-a experimentat un program de 1920 instrucții plasate la adrese succesive. Calculatorul l-a terminat în 39″, ceea ce corespunde practic la 50 operații/secundă. Inversînd ordinea de numărare în

$$0,2,4,\ldots,1022,\ 1,3,5,\ldots,1023 \tag{18}$$

s-a obținut un timp de 19,4″ ceea ce corespunde practic la 100 operații/secundă. În cazurile curente se poate conta pe o mărire cu 50% a vitezei de calcul.

ОБ ОПТИМАЛЬНОМ ПРОГРАММИРОВАНИИ ЦИФРОВЫХ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ МАШИН

(РЕЗЮМЕ)

В работе анализируется эффективность некоторых методов повышения скорости вычислительных машин, предусмотренных запоминающими магнитными барабанами, с помощью оптимального програмирования.

Описывается метод осуществления квазиоптимального программирования, путем конструктивных изменении схем. Данный метод может повысить скорость вычисленний в среднем на 50%, в отсутствии дополнительного электронного оборудования.

SUR LA PROGRAMMATION OPTIMALE DES CALCULATRICES NUMÉRIQUES

(RÉSUMÉ)

Dans ce travail on présente une analyse de l'efficacité des quelques méthodes pour augmenter la vitesse des calculatrices numériques dotées avec des memoires à tambours, par la programation optimale.

On décrit une méthode pour la réalisation constructive de cette programmation. La méthode est efficace et peut augmenter la vitesse en moyenne avec 50%, sans équipement électronique supplementaire.

CONTRIBUȚIE LA TEORIA TRANSFORMATOARELOR DE CURENT *

DE

I. BRAȘOVAN

INTRODUCERE

Un aparat cu o utilizare largă în electrotehnică îl constituie transformatorul de curent (prescurtat TC). Teoria lui reprezintă un domeniu clasic tratat complet de exemplu în [1], [2]. Există de asemenea o vastă documentație în special sub formă de patente, în care se descriu construcții de TC speciale la care se urmărește obținerea unei precizii ridicate.

În cele ce urmează se va urmări funcționarea TC utilizînd principiile teoriei reglării automate neliniare. Acest mod de a aborda problema rezultă direct din studiul fenomenului electromagnetic ce are loc în TC și permite elaborarea unei teorii unitare a tuturor variantelor de TC. Există de asemenea posibilitatea ca pe baza acestei generalizări să se realizeze modelarea TC, ceea ce este util pentru studiul comportării TC în regimuri tranzitorii.

TC CA SISTEM DE REGLARE AUTOMATĂ NELINIARĂ

Considerînd sensurile pozitive din fig. 1 se pot scrie următoarele relații între transformatele Laplace (pentru condiții inițiale nule) :

$$i_1(p)w_1 - i_2(p)w_2 = i_0(p)w_1 \tag{1}$$

$$\varphi(p) = F[i_0(p)w_1,\ pi_0(p)w_1]i_0(p)w_1 \tag{2}$$

$$e_2(p) = p\varphi(p)w_2 \tag{3}$$

$$e_2(p) - p(L_{d_2} + L)i_2(p) = (R_2 + R)i_2(p) \tag{4}$$

S-au notat : i_1 — curentul primar, i_2 — curentul secundar, i_0 — curentul de magnetizare, w_1 — numărul de spire al înfășurării primare, w_2 — numărul de spire al înfășurării secundare, φ — fluxul util din miezul de fier, e_2 — t.e.m. indusă secundară, L_{d_2}, R_2 — inductivitatea de dispersie și rezistența înfășurării secundare, L, R — inductivitatea și rezistența sarcinii.

---

* Comunicată la sesiunea științifică a Institutului politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej" București, 28 mai 1965.

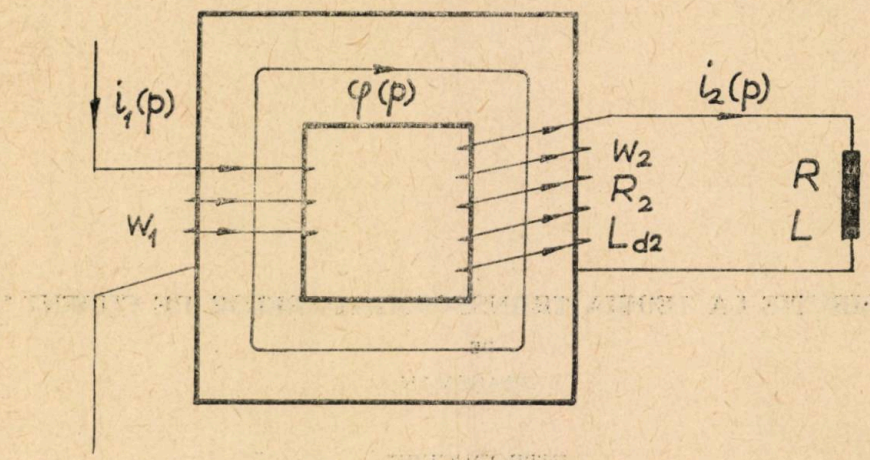


Fig. 1.

Convenția de semne adoptată diferă de cea clasică, dar corespunde întrutotul fenomenului din TC. Acesta se poate imagina ca fiind un compensator în care mărimea de măsurat — t.m.m. primară $i_1 w_1$, se compensează de către t.m.m. secundară $i_2 w_2$. În momentul compensării perfecte fluxul φ comun celor două înfășurări ar fi nul și s-ar obține o relație simplă între curenții i_1 și i_2. Practic fluxul nu poate dispare deoarece el produce curentul i_2, care tinde totuși spre realizarea compensării, întregului proces putîndu-i-se atribui caracterul de „automat". Avînd în vedere raționamentul de mai sus și relațiile (1) — (4) se prezintă schema structurală din fig. 2 care permite să se tragă concluzia că TC e un sistem de reglare automată neliniară, caracterul neliniar fiind imprimat de elementul cu funcția de transfer $F[i_0(p)w_1, pi_0(p)w_1]$ neliniară datorită proprietăților miezului feromagnetic.

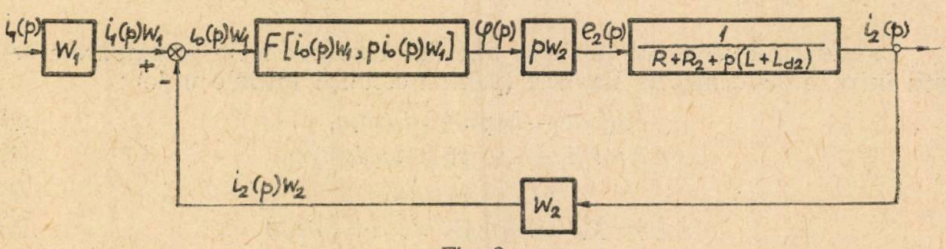


Fig. 2.

În regim staționar TC lucrează cu mărimea de intrare i_1 sinusoidală de frecvență circulară ω constantă. Comportarea TC se poate studia în acest caz prin metoda primei armonici ([3] pp. 887 ș.u. și [4] pp. 72 ș.u.). Punînd $p=j\omega$ și notînd :

$$i_1(j\omega)=\bar{I}_1\ ;\ i_2(j\omega)=\bar{I}_2\ ;\ i_0(j\omega)=\bar{I}_0\ ;\ \varphi(j\omega)=\bar{\Phi}\ ;\ e_2(j\omega)=\bar{E}_2$$

se obţine :

$$\bar{I}_1 w_1 - \bar{I}_2 w_2 = \bar{I}_0 w_1 \tag{5}$$

$$\bar{\Phi} = F(\bar{I}_0 w_1,\ j\omega \bar{I}_0 w_1)\bar{I}_0 w_1 \tag{6}$$

$$\bar{E}_2 = j\omega \bar{\Phi} w_2 \tag{7}$$

$$\bar{E}_2 - j\omega(L_{d_2} + L)\bar{I}_2 = (R_2 + R)\bar{I}_2 \tag{8}$$

şi schema structurală din fig. 3.

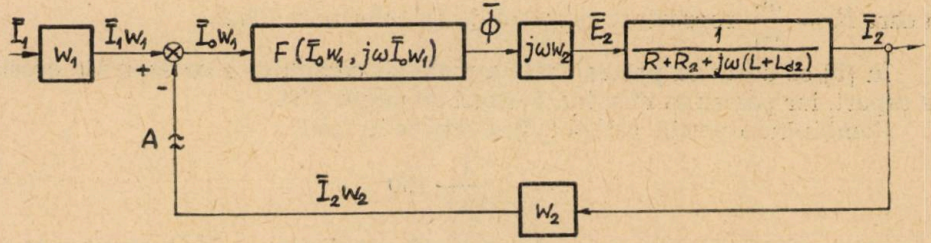


Fig. 3.

Comparînd relaţia (6) cu cele furnizate de teoria clasică a TC se ajunge la :

$$F(\bar{I}_0 w_1,\ j\omega \bar{I}_0 w_1) = \frac{1}{\sqrt{2}\, R_m(\omega,\ I_0 w_1)}\, e^{-j\alpha(\omega,\ I_0 w_1)} \tag{9}$$

în care R_m — reluctanţa magnetică a circuitului feromagnetic dedusă pentru fluxul maxim şi valoarea efectivă a t.m.m.,

α — unghiul de întîrziere magnetică.

În acest fel funcţia de transfer a schemei structurale din fig. 3 cu reacţia întreruptă în A este :

$$\bar{T}(\omega, I_0 w_1) = \frac{w_2^2}{\sqrt{2}\, R_m(\omega,\ I_0 w_1)}\, \frac{\omega}{Z(\omega)}\, e^{j\left[\frac{\pi}{2} - \alpha(\omega,\ I_0 w_1) - \beta(\omega)\right]} = \frac{\bar{I}_2 w_2}{\bar{I}_0 w_1} \tag{10}$$

în care

$$Z(\omega) = \sqrt{(R+R_2)^2 + \omega^2 (L+L_{d_2})^2}$$

şi

$$\beta(\omega) = \operatorname{arctg} \omega\, \frac{L+L_{d_2}}{R+R_2}$$

iar funcţia de transfer a schemei structurale din fig. 3 cu reacţie :

$$\bar{T}_r(\omega, I_0 w_1) = \frac{\bar{T}(\omega, I_0 w_1)}{1 + \bar{T}(\omega, I_0 w_1)} = \frac{\bar{I}_2 w_2}{\bar{I}_1 w_1} \tag{11}$$

Atît $\bar{T}$ cît şi $\bar{T}_r$ apar în planul complex gradate în $I_0 w_1$. Relaţia :

$$\bar{I}_1 = [1 + \bar{T}(\omega,\ I_0 w_1)]\bar{I}_0 \tag{12}$$

uşor de dedus permite gradarea funcţiei de transfer $\bar{T}$ şi apoi a lui $\bar{T}_r$ în valori ale curentului primar I_1.

EROAREA TC ÎN REGIM STAȚIONAR SINUSOIDAL

Eroarea TC este caracterizată în regim staționar sinusoidal de mărimea complexă

$$\bar{\varepsilon} = \frac{\bar{I}_2 K_t - \bar{I}_1}{\bar{I}_1} \cdot 100 \tag{13}$$

în care $K_t = \frac{w_2}{w_1}$ reprezintă raportul de transformare ideal.

În [5] se arată că partea reală a mărimii complexe $\bar{\varepsilon}$ corespunde erorii de raport, iar partea sa imaginară erorii de unghi a TC.

Combinînd relațiile (11) și (13) se obține în final :

$$\bar{\varepsilon} = -\frac{1}{1+\bar{T}} 100 \tag{14}$$

Această expresie scoate în evidență două căi distincte de a micșora erorile TC :

1. mărirea modulului funcției de transfer $\bar{T}$ al circuitului fără reacție,
2. liniarizarea funcției de transfer $\bar{T}$ în raport cu $I_0 w_1$, respectiv I_1 cu aplicarea concomitentă a unei corecții constante (de exemplu alegerea adecvată a raportului numărului de spire w_2/w_1).

Trebuie arătat că toate soluțiile cunoscute pentru micșorarea erorilor, elaborate pe alte considerente teoretice, întrucîtva particulare, își găsesc explicația generală prin tratarea TC sub forma unui sistem de reglare automată neliniară, după cum va rezulta și din exemplele ce urmează.

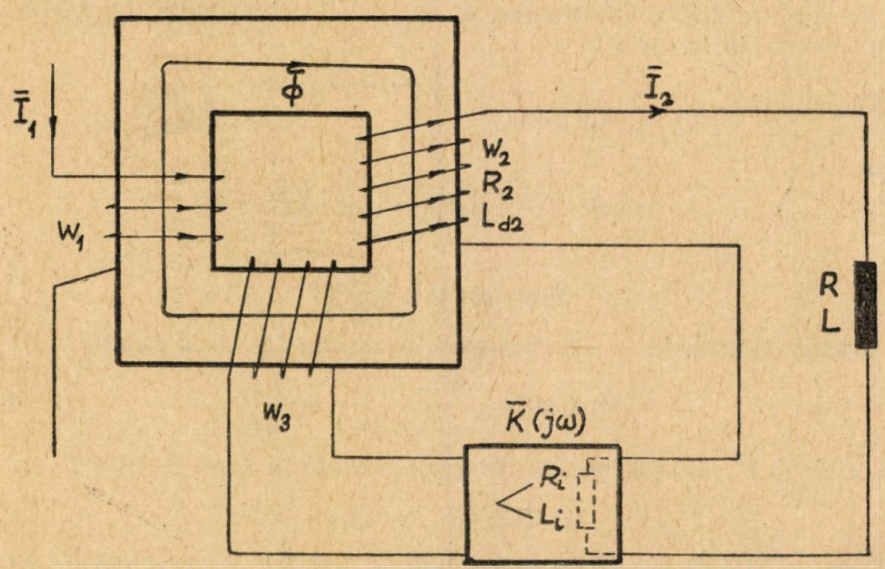


Fig. 4, *a*.

În [5] este expusă ideea schemei din fig. 4, *a*. T.e.m. indusă în înfășurarea terțiară cu w_3 spire se aplică la intrarea unui amplificator cu impedanță de intrare ridicată, astfel încît curentul prin această înfășurare se poate neglija. Amplificatorul caracterizat prin funcția de transfer $\overline{K}(j\omega)$ alimentează împreună cu înfășurarea secundară a TC sarcina conectată la bornele secundare. Funcția de transfer scrisă pentru schema structurală rezultantă (fig. 4, *b*) cu reacția întreruptă, are expresia :

$$\overline{T}_1(\omega, I_0 w_1) = \frac{w_2[w_2 + w_3 \overline{K}(j\omega)]}{\sqrt{2}\, R_m(\omega, I_0 w_1)} \frac{m}{Z_1(\omega)} e^{j\left[\frac{\pi}{2} - \alpha(\omega, I_0 w_1) - \beta_1(\omega)\right]} \tag{15}$$

în care :

$$Z_1(\omega) = \sqrt{(R + R_2 + R_l)^2 + \omega^2 (L + L_{d_s} + L_l)^2}$$

$$\beta_1(\omega) = \operatorname{arctg} \omega \frac{L + L_{d_s} + L_l}{R + R_2 + R_l}.$$

Această funcție de transfer are în cazul celorlalte condiții (miez, impedanță totală secundară) nemodificate o valoare mai ridicată decît funcția de transfer (10), asigurînd schemei din fig. 4, *a* erori mai mici față de TC obișnuit.

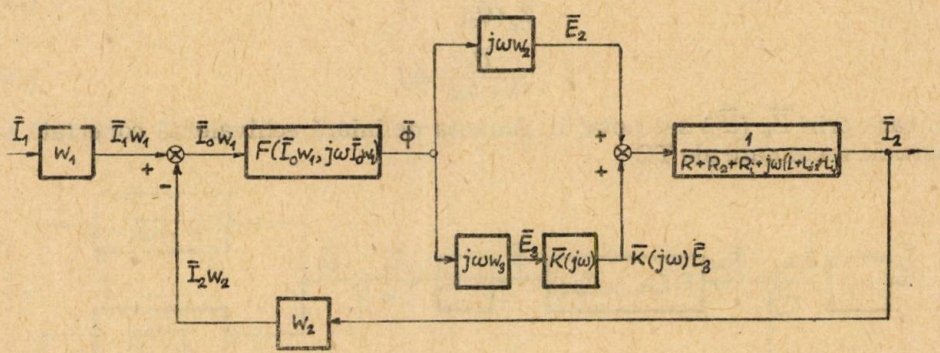


Fig. 4, *b*.

Boyajian, Camilli și Goldștein au arătat ([2] pp. 77—78) că realizînd premagnetizarea miezului de fier a TC cu c.a. de frecvență ridicată, erorile se micșorează. Teoria reglării automate neliniare permite să se explice același efect prin liniarizarea funcției de transfer a miezului feromagnetic, deci a funcției de transfer al circuitului afectat de reacție (fig. 3), cu ajutorul oscilațiilor proprii de frecvență ridicată ([4] p. 366).

În schema propusă de Schwager ([1] pp. 60—62) (fig. 5 *a*) se urmărește de asemeni liniarizarea funcției de transfer al circuitului afectat de legătura inversă, utilizînd o reacție neliniară compensatoare, metodă cunoscută

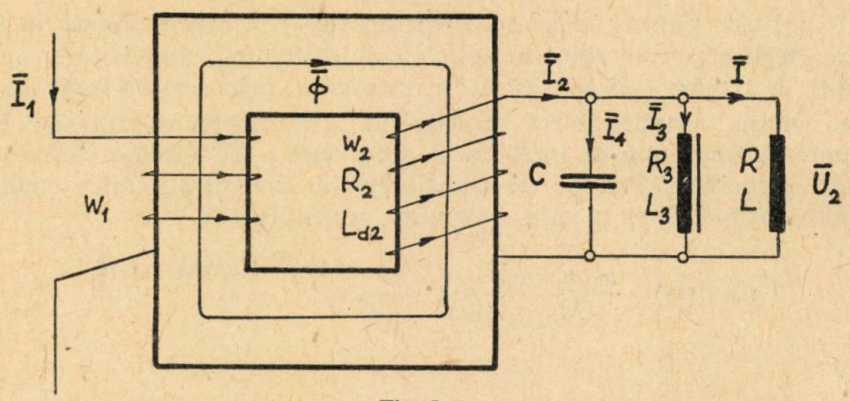


Fig. 5, *a*.

în reglarea automată neliniară ([3] pp. 820—870). Reacția negativă neliniară este realizată cu ajutorul unui circuit derivație alcătuit din capacitatea C și bobina cu miez feromagnetic R_3, L_3. Pentru a obține schema structurală din fig. 5, *b*, se ține cont de relațiile (5) — (8) și :

$$\bar{E}_2 - \bar{I}_2(R_2 + j\omega L_{d_2}) = \bar{U}_2 \tag{16}$$

$$\frac{\bar{U}_2}{\bar{Z}_e(\bar{U}_2)} = \bar{I}_2 \tag{17}$$

$$\frac{\bar{U}_2}{R + j\omega L} = I \tag{18}$$

în care prin $\bar{Z}_e$ $(\bar{U}_2)$ s-a notat impedanța neliniară echivalentă conectată la bornele secundare ale TC :

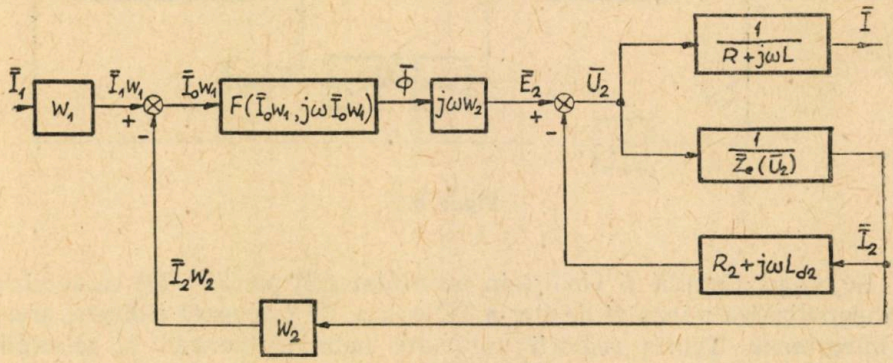


Fig. 5, *b*.

În schemele cu premagnetizare ([1] p. 69 ș. u., [2] p. 64 ș u.) se urmărește realizarea simultană a măririi și liniarizării valorii funcției de transfer a circuitului afectat de reacție prin menținerea valorii maxime a permeabilității miezului în timpul funcționării TC.

BIBLIOGRAFIE

1. Goldstein, J., *Die Messwandler, ihre Theorie und Praxis*, Verlag Birhäuser Basel (Elveția) 1952.
2. Bauer, R., *Die Messwandler, Grundlagen, Anwendung und Prüfung*, Springer Verlag Berlin — Göttingen — Heidelberg (R.F.G.) 1953.
3. Solodovnikov, V. V., *Osnovî avtomaticeskovo regulirovania*, Maşghiz Moskva (U.R.S.S.) 1954.
4. Popow, P., Paltow, J., *Näherungsmethoden zur Untersuchung nichtlinearer Regelungssysteme*. Akademische Verlagsgesellschaft Geest Portig K—G Leipzig (R.D.G.) 1963.
5. Istvánfy, G., Sluszkiewicz, T., Kész áramváltók hibáinak csökkentése „negat v teherrel" Elektrotechnika Budapest (R. P. Ungară) 1963 nr. 10, pp. 428—435.

К ТЕОРИИ ТРАНСФОРМАТОРОВ ТОКА

(РЕЗЮМЕ)

В работе указывается оригинальный способ интерпретации работы трансформатора тока, как системы автоматного нелинейного регулирования. На основании этой интерпретации, выявляются главные пути уменьшения погрешностей трансформаторов тока, которые включают все практические схемы знакомые до настоящего времени. Таким образом получается новая единичная теория трансформатора тока.

BEITRAG ZUR THEORIE DER STROMWANDLERN

(ZUSAMMENFASSUNG)

In der vorliegenden Arbeit ist die Arbeitsweise des Stromwandlers als ein nichtlineares automatisches Regelsystem durch ein originelles Darstellungsverfahren festgelegt. Auf Grund dieser Darstellung, in die alle bisher bekannte praktische Schemas eingegliedert werden können, werden in klarer Weise die Hauptmöglichkeiten zur Verminderung der Fehlern des Stromwandlers zum Vorschein gebracht. Somit wird eine neue einheitliche Theorie des Stromwandlers erhalten.

DESPRE CALCULATORUL ELECTRONIC NUMERIC MECIPT-2 *

DE

I. KAUFMANN şi V. LÖWENFELD

1. INTRODUCERE

În prezenta lucrare ne propunem să dăm o descriere sumară a acestui calculator. Se vor expune proprietăţile matematico-logice ale sale, se vor descrie pe scurt circuitele electronice de bază şi se vor da şi unele detalii constructive.

2. PROPRIETĂŢILE MATEMATICO-LOGICE

2.1. Operaţiile aritmetice

Acestea se efectuează în dispozitivul aritmetic al calculatorului asupra unor numere exprimate în sistemul binar de numeraţie cu o precizie de 36 cifre binare plus o cifră semn, ceea ce corespunde la aproape 11 cifre zecimale. Numerele asupra cărora se operează pot fi considerate ca numere întregi sau fracţii zecimale în valoare absolută mai mici decît unu. Numerele negative se exprimă în codul complementar. Numerele se vor putea exprima şi în virgulă mobilă, în care caz se vor rezerva 30 cifre binare, deci aproximativ 9 cifre zecimale pentru mantisă şi 6 cifre binare pentru exponent, asigurînd astfel o gamă de numere cuprinse între 10^{-9} şi 10^{+9}

Rezultatele operaţiilor apar în cadrul dispozitivului aritmetic în două registre : Sumatorul şi registrul auxiliar. Dispozitivul artimetic mai conţine încă un registru, denumit registrul primului operand. Aceste trei registre funcţionează întru totul analog cu registrele unui aritmometru mecanic.

În cadrul adunării şi al scăderii se formează suma sau diferenţa dintre conţinutul sumatorului şi al registrului primului operand, rezultatul apărînd în sumator. Îa cadrul înmulţirii se formează produsul dintre conţinutul registrului primului operand şi al registrului auxiliar, obţinîndu-se produsul complet, de lungime dublă faţă de lungimea iniţială a factorilor.

---

* Lucrare prezentată la sesiunea de comunicări „Realizări în domeniul automatizărilor şi calculatoarelor electronice" de la I.P.T. 23—24 oct. 1965.

Acest produs apare în cele două registre : Sumatorul și registrul auxiliar. Menționăm că programatorul are posibilitatea de a forma într-o singură instrucție un produs și o sumă, deoarece algoritmul înmulțirii este astfel construit, că dacă programatorul nu se îngrijește de a anula înainte de efectuarea înmulțirii conținutul acumulatorului, se obține ca rezultat produsul dintre conținutul registrului primului operand și cel al registrului auxiliar, adunat cu conținutul inițial al acumulatorului. Această proprietate este deosebit de utilă în cadrul convertirii zecimal binară, necesară cu ocazia introducerii numerelor. În cadrul operației de împărțire se poate obține cîtul și restul. Deîmpărțitul se consideră de lungime dublă, iar împărțitorul de lungime simplă.

În cadrul operațiilor de adunare, scădere și împărțire în virgulă fixă, rezultatul poate fi prea mare pentru a încape într-un registru. În acest caz vorbim de depășirea capacității registrului (DCR). În caz de DCR, calculatorul se va opri în mod automat sau nu, în dependență de poziția unui comutator de pe pupitrul de comandă. În ori ce caz, DCR se va semnaliza printr-o lampă semnalizatoare pe pupitrul de comandă.

2.2. Operațiile logice

În afară de aceste operații aritmetice s-au mai prevăzut și operațiile logice de deplasare și înmulțire logică. Deplasarea poate fi de șase feluri și anume : numai în acumulator sau numai în registrul auxiliar sau în ambele aceste registre presupuse în prelungire, atît spre stînga cît și spre dreapta. Înmulțirea logică se efectuează între conținutul registrului primului operand și al sumatorului, rezultatul apare în sumator.

2.3. Cuvîntul instrucție

În vederea programării calculatorului, cele 36 cifre binare ale unui cuvînt se pot interpreta ca o instrucție. Cuvîntul instrucție se consideră ca fiind exprimat în sistemul octal de numerație, anume este format din cele 12 cifre octale : A B C D E F G R N_3 N_2 N_1 N_0 (fig. 1). Cuvîntul instrucție conține trei părți :

1. Partea de cod, formată din cele 7 cifre octale A B C D E F G.
2. Partea de „adresă lungă“ formată din cele 4 cifre octale N_3 N_2 N_1 N_0.
3. Partea de „adresă scurtă“ formată dintr-o cifră octală : R.

Adresa lungă se referă la memoria principală a calculatorului. Această memorie se va realiza inițial în forma unor tambururi magnetice, care se vor înlocui ulterior cu o memorie rapidă cu ferite. Ea va putea avea cel mult 4096 adrese.

Adresa scurtă se referă la o memorie rapidă și de capacitate mică (memorie cu ferite cu 16 adrese), care servește ca memorie rapidă auxiliară și permite accelerarea operațiilor aritmetice pînă la 1 000 operații/secundă, chiar dacă memoria principală este un tambur magentic avînd o turație

de 50 ture/secundă. Această memorie servește de asemenea la modificarea automată a instrucțiilor (registrul index).

Partea de cod exprimă operația ce se va efectua în cadrul instrucției.

Menționăm aici, că în cadrul oricărei instrucții se efectuează o operație complexă, anume fiecare dintre cele 7 cifre A B C D E F G exprimă

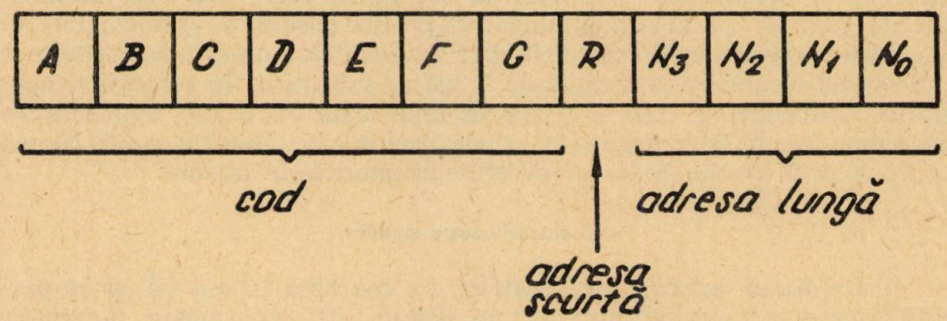


Fig. 1.

o operație parțială. Aceste operații parțiale se efectuează în timp în ordinea alfabetică A, B, . . ., G. Operația parțială indicată de una din cifre este independentă de operațiile indicate de restul cifrelor. Instrucția completă apare ca succesiunea celor 7 operații parțiale. Anume se poate considera instrucția ca fiind formată din trei părți : partea pregătitoare (cirfele A, B, C), operația propriu-zisă (cifra D) și încheierea (cifrele E, F, G).

În ce privește cifra D, ea exprimă una din operațiile cablate în calculator : adunare, scădere, înmulțire, împărțire, deplasare, înmulțire logică.

Partea pregătitoare, adică cifrele A, B, C, se utilizează pentru pregătirea operației D, în sensul că operanzii se aduc în registrele corespunzătoare ale dispozitivului aritmetic. Există posibilitatea de a executa tot felul de transferuri de informație între registrele dispozitivului aritmetic și între memoria lungă și cea scurtă, de asemenea se poate dispune anularea anumitor registre. Tot în cazul cifrelor A, B, C, operația exprimată de D, se poate supune unei condiții, cum ar fi : conținutul negativ, pozitiv sau nul al sumatorului, sau apariția unui DCR, permițîndu-se prin aceasta calculatorului de a lua decizii logice. De asemenea se poate dispune o modificare automată de adresă înainte de efectuarea unei operații oarecare.

În cadrul părții de încheiere, adică cifrele E, F, G, se dispune asupra transferului de informație din dispozitivul aritmetic în memorie, adică se memorează rezultatul operației. De asemenea se poate dispune o operație de extragere a datelor și se determină continuarea operațiilor, în sensul de a continua în succesiune normală sau a se efectua un salt la o adresă indicată. Este prevăzută și posibilitatea de a sări peste o instrucție sau de a sări peste un anumit număr fix de instrucții, acest număr fiind determinat în așa fel ca să se obțină programarea optimă.

Repartizarea diferitelor operații parțiale pe cele trei grupe de cifre în modul descris asigură o structură clară a cuvîntului instrucție, care poate fi memorat cu ușurință de un programator. Cu o mică practică, posibili-

tăţile oferite de acest cod de instrucţii se pot utiliza pe deplin. Acestea sînt deosebit de vaste. De exemplu în cadrul unei singure instrucţii se poate înmulţi conţinutul sumatorului cu conţinutul adresei scurte şi rememora rezultatul la adresa scurtă şi efectua un salt condiţionat la adresa lungă. Exemple de combinaţii din acestea s-ar putea da foarte multe, de fapt apreciem că maşina are un număr de mai multe zeci de mii de instrucţii diferite, cu sens. Dorim să menţionăm, că printre posibilităţile calculatorului figurează şi reţinerea adresei, de la care se efectuează un salt, asigurîndu-se în acest fel o revenire automată de la ori ce subrutină. În consecinţă operaţiile transcendente, cum ar fi aflarea unui logaritm, a unei exponenţiale sau a unei funcţii trigonometrice, se pot trata în calculator tot aşa de comod ca şi cum ar fi cablate, la fel ca operaţiile aritmetice elementare.

2.4. Introducerea datelor

Instrucţia de introducere a datelor s-a conceput în aşa fel, ca să permită adaptarea calculatorului la un sistem de programare automată, printr-un program translator potrivit. Astfel, limbajul algoritmic ALGOL, adoptat la ora actuală la majoritatea calculatoarelor moderne, se poate aplica acestui calculator. Dar dacă se apreciază ca necesar, se poate adopta şi orice alt limbaj, mai simplu.

2.5. Extragerea datelor

Datorită faptului că dispozitivele de extragerea datelor prin natura tehnică a problemei lucrează în mod necesar mult mai încet, decît dispozitivele de introducere, s-a adoptat în calculator soluţia extragerii datelor, bazată pe program.

Ca purtător de informaţie la extragerea datelor s-a adoptat aceeaşi bandă de hîrtie perforată cu cinci canale, care figurează şi la introducere.

Calculatorul pune în mişcare un perforator de bandă, perforînd astfel rezultatele obţinute. Aceste rezultate se pot tipări cu ajutorul unui teleimprimător. De asemenea, rezultatele unui calcul se pot utiliza imediat ca date iniţiale pentru calculul următor, păstrîndu-le numai pe banda perforată, fără a le mai tipări.

Instrucţia de extragere prevede perforarea unui caracter unic. Convertirea binar zecimală are loc prin program. Caracterele se perforează în codul internaţional.

3. CIRCUITELE ELECTRONICE DE BAZĂ

Calculatorul este asamblat dintr-un număr mic de circuite electronice tranzistorizate, la proiectarea cărora am făcut uz de lucrările [1] şi [2].

Un circuit cu un rol deosebit este trigherul, care este unicul circuit capabil să memoreze o informaţie, anume o cifră binară. Starea în care se află trigherul, se păstrează chiar după încetarea semnalelor de la intrarea sa, pînă la apariţia unui nou semnal de intrare.

Spre deosebire de trigher, celelalte blocuri dau la ieşirea lor un semnal care depinde de semnalele de intrare şi dispare o dată cu dispariţia semnalelor de intrare. Aceste blocuri se împart în două categorii : cele care produc semnale statice (nivele de tensiune) şi cele care produc impulsuri.

Siguranţa de funcţionare se asigură prin aceea că blocurile se pot interconecta între ele numai după anumite reguli rigide, respectarea cărora împiedică supraîncărcarea oricărui bloc.

4. DETALII CONSTRUCTIVE

În privinţa executării concrete se menţionează adoptarea sistemului modular de construcţie. Toate circuitele electronice s-au executat în formă de circuite imprimate, pe plăci standardizate, care se leagă de restul ansamblului cu ajutorul unor cuple purtînd 23 de contacte aurite. Modulele se încadrează în sistemul UNIDIN, căruia i s-au adus îmbunătăţiri.

Sursele de alimentare sînt stabilizate electronic şi au fiecare în afară de siguranţele fuzibile obişnuite, şi cîte un circuit de protecţie electronică, care protejează sursa în cazul unui scurt circuit. În final, calculatorul va conţine aproximatix 14 000 diode, 4 500 tranzistoare, 17 000 rezistenţe, 6 000 condensatoare şi 700 transformatoare de impuls. Acestea se vor monta pe cca. 700 elemente modulare, umplînd un spaţiu de aproximativ 3 mc.

5. ÎNCHEIERE

Datele tehnice, prevăzute pentru calculator, sînt :

Calculator electronic binar paralel, virgulă fixă.

Lungimea cuvîntului : 36 cifre binare şi 2 cifre semn.

Memoria principală : 4096 adrese.

Memoria interioară : 16 adrese, care îndeplinesc şi rolul de registre modificatoare de adresă.

Instrucţii : cu două adrese, mai multe zeci de mii de instrucţii diferite.

Viteza medie de calcul : 10 000 operaţii pe secundă.

Introducere : bazată pe bandă perforată, cu cititor fotoelectric.

Extragere : bandă perforată.

Controlul funcţionării : bazat pe detectarea automată a depăşirii unităţii, precum şi pe aplicarea unei cifre de paritate în memorie.

BIBLIOGRAFIE

1. Belînski V. V., Zolotarevski V. I., Ivanov L. V., Kukuşkina N. A., Potenţialno-Impulsnaia sistema elementov dlia ţifrovîh maşin.

2. Belînski V. V., Ivanov L. V., Klîkov L. V., Impulsnîie shemî elementov ţifrovîh maşin. Ţifrovaia tehnica i vîcislitelnîie ustroistva, Sbornik Nr. 2, Moscova 1962.

ОБ ЭЛЕКТРОННОЙ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ МАШИНЕ MECIPT-2

(РЕЗЮМЕ)

В работе дается краткое описание новой электронной цифровой вычислительной машины.

Арифметические операции выполняются в двоичной системе счисления, Слово-команда выражает операцию с помощью функциональных октальных цифр и показывает два адресса, один «длинный» а другой «короткий», в соответствии с рис. 1. Дается также краткое описание применяемых электронных цепей.

ÜBER DEN ELEKTRONISCHEN ZIFFERNRECHNER MECIPT-2

(ZUSAMMENFASSUNG)

Die Arbeit enthält eine kurze Beschreibung eines neuen elektronischen Ziffernrechners.

Die arithmetischen Operationen werden im Binärsystem ausgeführt. Das Befehlswort drückt eine Operation mit Hilfe von funktionellen Oktalziffern aus, und enthält zwei Adressen, eine „lange“ Adresse und eine „kurze“ Adresse, laut Abbildung 1. Es werden ganz kurz auch die angewendeten elektronischen Grundschaltungen besprochen.

FOLOSIREA CALCULATOARELOR ANALOGICE PENTU STUDIUL SUPRATENSIUNILOR, LA DECONECTAREA LINIILOR ÎN GOL *

DE

V. NEGRU

Din multitudinea supratensiunilor interne, cele mai des întîlnite în exploatarea instalațiilor de 110—220 kV sînt cele condiționate de deconectarea liniilor în gol. Principala lor caracteristică constă în aceea că, apariția lor nu este legată de regimurile de avarie, ci de operații normale de comutare. În afara parametrilor sistemului (puterea sursei, lungimea liniei deconectate, prezența altor linii în gol care pleacă de la aceleași bare), un rol de seamă în apariția și dezvoltarea fenomenelor îl au în primul rînd întrerupătorul, care prin construcția sa determină momentul și numărul reaprinderilor arcului electric între contactele sale, și descărcătorul cu rezistență variabilă, ca element de protecție.

În studiul fenomenelor ce apar la deconectarea liniilor în gol, o largă utilizare au primit metodele experimentale de studiu, fie pe modele fizice, fie pe linii reale. Acest lucru se explică prin aceea că tratarea matematică a acestor fenomene este complicată și greoaie. Din acest punct de vedere, calculatoarele electronice au marele avantaj al efectuării rapide și cu precizie ridicată a unor calcule care cer un volum mare de muncă.

Lucrarea își propune să analizeze posibilitatea modelării matematice a fenomenelor tranzitorii care apar la deconectarea liniilor în gol, în regim simetric, cu luarea în considerare a parametrilor mai sus menționați, folosind mașina analogică MN-7 [1].

MODELAREA MATEMATICĂ A LINIEI DE LUNGIME FINITĂ ÎN GOL

În funcție de metoda matematică folosită, soluționarea unei probleme oarecare cu ajutorul calculatoarelor analogice se poate realiza după scheme structurale diferite ; acestea se deosebesc una de alta prin numărul de amplificatori operaționali și deci, printr-o eroare mai mare sau mai mică

* Lucrare comunicată la sesiunea de comunicări tehnico-științifice din IPT „Realizări în domeniul automatizărilor și calculatoarelor electronice" din 23—24 oct. 1965.

a soluției. Pentru micșorarea erorilor de calcul trebuie să se tindă a găsi o astfel de soluționare matematică a problemei, care să ducă la un număr minim de elemente în schema structurală [2].

În cele ce urmează vom analiza două posibilități de modelare matematică a liniei în gol, cu luarea în considerare a caracterului de undă a fenomenelor.

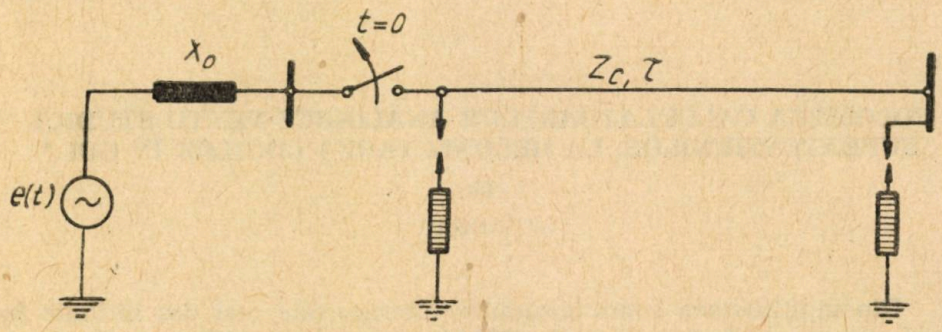


Fig. 1. Schema echivalentă de calcul.

Prima posibilitate o oferă folosirea metodei undelor călătoare. Fără a insista asupra ei, specificăm doar, că pentru determinarea mărimilor care interesează (valoarea maximă a supratensiunii și timpul după care acest maxim este atins), este suficientă luarea în considerare, în afara undei incidente, a primelor două unde reflectate de reactanța $X_0=\omega L_0$ (fig. 1). Ecuațiile diferențiale ale acestor unde pot fi scrise [3] în forma

$$\begin{cases} \dfrac{du_0}{dt} = -\dfrac{1}{T}(u_0-u_r) \\ \dfrac{du_1}{dt} = \dfrac{du_0}{dt} - \dfrac{1}{T}(u_1+u_0) \\ \dfrac{du_2}{dt} = \dfrac{du_1}{dt} - \dfrac{1}{T}(u_2+u_1), \end{cases} \tag{1}$$

unde $T=L_0/Z_c$ reprezintă constanta de timp a fenomenului. Tensiunile la începutul și sfîrșitul liniei se vor determina din relațiile

$$\begin{cases} u_I = -U_{rem} + u_0(t)+u_0(t-2\tau)+u_1(t-2\tau)+u_1(t-4\tau)+u_2(t-4\tau) \\ u_{II} = -U_{rem} + 2u_0(t-\tau)+2u_1(t-3\tau)+2u_2(t-5\tau), \end{cases} \tag{2}$$

unde τ este timpul de propagare al undei de-a lungul liniei, iar U_{rem} este tensiunea remanentă în lungul liniei.

Schema structurală corespunzătoare sistemului de ecuații diferențiale (1) este arătată în fig. 2, *a*. Ea conține 9 amplificatori operaționali și permite determinarea separată a fiecărei unde. Pentru determinarea tensiunilor u_I și u_{II} la începutul și sfîrșitul liniei este necesară completarea schemei prezentate în fig. 2, *a*, cu alte două scheme structurale (fig. 2, *b* și 2, *c*), corespunzătoare ecuațiilor (2). Aceste scheme conțin blocuri spe-

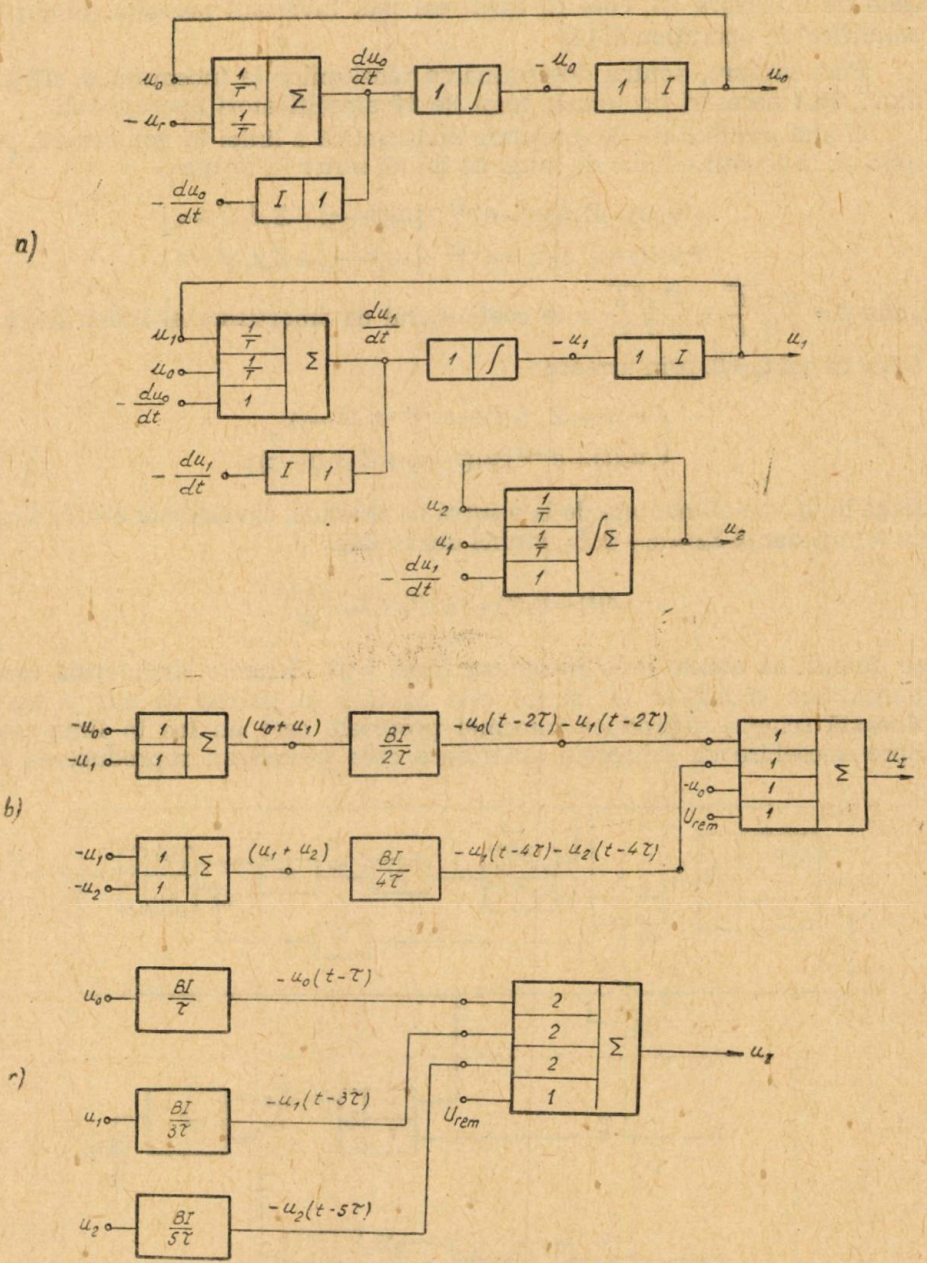


Fig. 2. *a*) Schema structurală de modelare separată a undelor călătoare. *b*) Schema structurală pentru determinarea tensiunii la începutul liniei. *c*) Schema structurală pentru determinarea tensiunii la sfîrşitul liniei.

ciale de întîrziere BI, care în cazul cel mai favorabil necesită minim doi amplificatori operaționali [4].

Prin urmare, pentru determinarea tensiunilor la începutul și sfîrșitul liniei, sînt necesari un număr total de 16 amplificatori operaționali.

O altă posibilitate de modelare matematică a liniei în gol, rezultă pornind de la ecuațiile liniei de lungime finită, scrise în forma :

$$\begin{cases} u_1(t) - Z_c i_1(t) = e^{-\beta l} \left[u_2(t-\tau) - Z_c i_2(t-\tau) \right] \\ u_2(t) + Z_c i_2(t) = e^{-\beta l} \left[u_1(t-\tau) + Z_c i_1(t-\tau) \right] \end{cases} \tag{3}$$

unde $\beta = \frac{R}{2}\sqrt{\frac{C}{L}} + \frac{G}{2}\sqrt{\frac{L}{C}}$ este coeficientul de amortizare al liniei. În cazul liniei în gol $i_2 = 0$, prin urmare :

$$\begin{cases} u_1(t) - Z_c i_1(t) = e^{-\beta l} \cdot u_2(t-\tau) \\ u_2(t) = e^{-\beta l} \left[u_1(t-\tau) + Z_c i_1(t-\tau) \right] \end{cases} \tag{4}$$

Dacă linia este alimentată de la o sursă de tensiune sinusoidală $e = U_f \sin \omega t$, cu o impedanță $Z_0 = r_0 + j\omega L_0$, atunci din ecuația

$$e(t) = u_1(t) + r_0 i_1(t) + L_0 \frac{di_1(t)}{dt} \tag{5}$$

se determină curentul la începutul liniei $i_1(t)$. Schema structurală corespunzătoare ecuațiilor (4) și (5) este arătată în partea de sus a fig. 3. Această schemă reproduce întocmai procesele care au loc în linia reală, Spre deosebire de schemele anterioare care permiteau reproducerea fie-

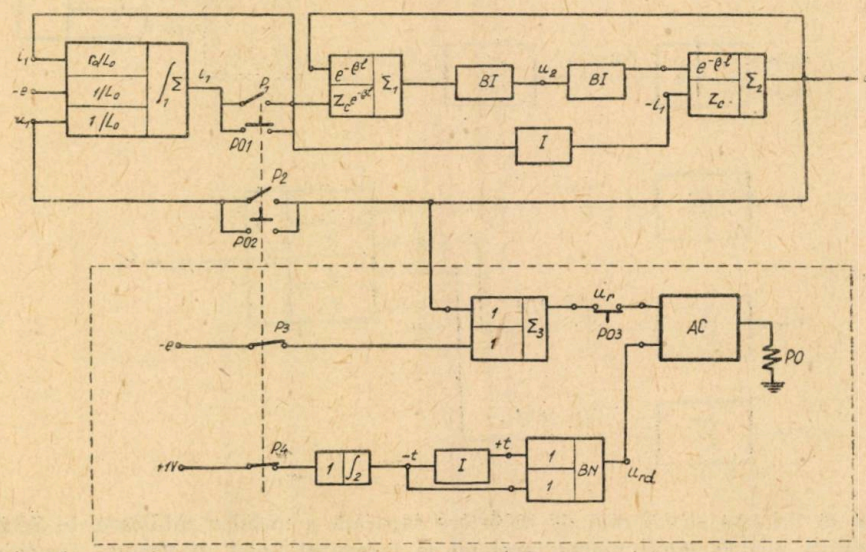


Fig. 3. Schema structurală a deconectării liniei în gol.

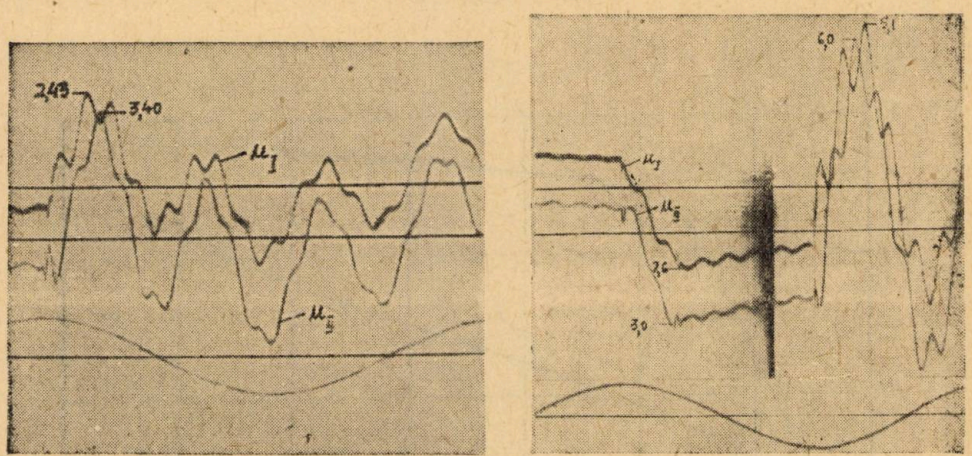
cărei unde în parte, ultima schemă structurală prezintă următoarele avantaje :

1. Conține un număr de două ori mai mic de amplificatori operaționali.

2. Permite obținerea simultană a tensiunilor u_I și u_{II} la începutul, respectiv la sfîrșitul liniei.

3. Permite luarea în considerare a pierderilor în sursa de alimentare și în linie ; la scările alese, pierderile determină valoarea coeficienților de transfer a amplificatorilor respectivi.

În fig. 4, *a* și 4, *b* sînt arătate două oscilograme tipice, obținute prin reproducerea la mașina analogică MN-7, a unei singure reaprinderi, respectiv a două reaprinderi succesive a arcului electric în întrerupător, la valoarea maximă a tensiunii de restabilire la contactele acestuia, cu luarea în considerare atît a amortizării liniei, cît și a sursei. Din analiza oscilogramelor se pot face următoarele constatări :



a *b*

Fig. 4. *a*). Oscilograma tensiunilor la începutul și sfîrșitul liniei de lungime l=200 km, X_0=0,40 u.r. *b*). Oscilograma tensiunilor la începutul și sfîrșitul liniei de lungime l=200 km, X_0=0,40 u.r. în cazul a două reaprinderi repetate.

1. În timpul procesului tranzitoriu semnalul apare la sfîrșitul liniei cu o întîrziere τ, corespunzătoare timpului de propagare în lungul acesteia, ceea ce dovedește buna funcționare a blocurilor de întîrziere.

2. În intervalul de timp dintre momentul deconectării liniei și momentul reaprinderii arcului electric, mașina reproduce în mod automat procesul tranzitoriu de egalizare a tensiunii în lungul liniei ; frecvența acestor oscilații, determinată direct din oscilograme, corespunde cu mare precizie valorii calculate $f=c/2l$ (c — viteza luminii în km/sec, l — lungimea liniei în km).

3. Tensiunea inițială a liniei U_{rem}, scade încet ca urmare a scurgerii sarcinilor electrice la pămînt.

4. În cazul a două reaprinderi consecutive ale arcului electric, supratensiunile obțin valori deosebit de mari ca urmare a creșterii sarcinii inițiale a liniei, creștere determinată de ruperea arcului electric de frecvență ridicată, la prima lui trecere prin zero.

MODELAREA MATEMATICĂ A CARACTERISTICII ÎNTRERUPĂTORULUI

Construcția întrerupătorului, sau mai exact caracteristica de restabilire a rigidității dielectrice dintre contactele sale, e cea care determină momentul reaprinderii arcului electric. Acest moment depinde de alura caracteristicii întrerupătorului și de variația în timp a tensiunii de restabilire (fig. 5) la contactele sale

$$u_r(t) = U_{rem} + U_f \cos \omega t \tag{6}$$

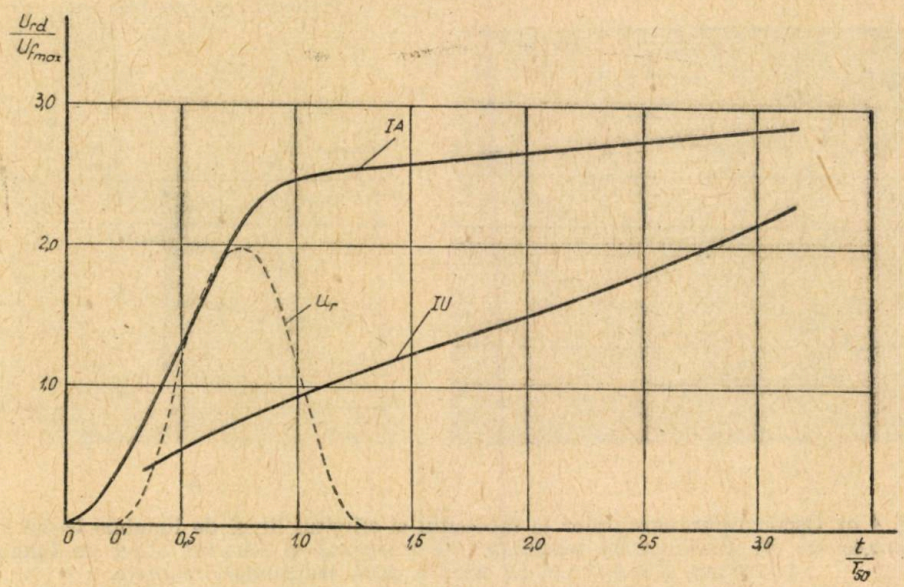
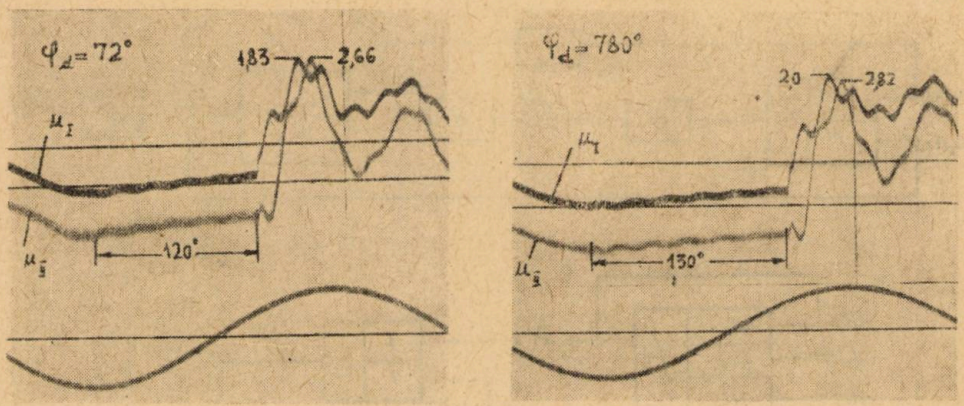


Fig. 5. Caracteristicile de restabilire a rigidității dielectrice a întrerupătoarelor cu aer (IA) și ulei (IU). u_r — tensiunea de restabilire la contactele întrerupătorului.

Schema structurală a deconectării liniei în gol cu luarea în considerare a caracteristicii întrerupătorului este arătată în fig. 3. Deconectarea liniei se face de la comutatorul P1 și P2 în momentul dorit; simultan comutatoarele P3 și P4, normal deschise, conectează partea schemei care reproduce caracteristica întrerupătorului și tensiunea de restabilire la contactele sale. În momentul în care $u_{rd} = u_r$, releul F0 al amplificatorului comparator AC acționează și contactele sale P01 și P02 conectează linia la sursa de alimentare, imitînd reaprinderea arcului. Schema permite de ase-

menea modificarea defazajului φ_d, între momentul deschiderii contactelor 0 și momentul ruperii curentului capacitiv 0'; pentru modificarea acestui defazaj e necesară stabilirea unor condiții inițiale diferite de zero la integratorul 2.

Oscilogramele din fig. 6, *a* și 6, *b* redau fenomenele tranzitorii în cazul deconectării liniei de lungime $l=200$ km, cu luarea în considerare a caracteristicilor tipice [5] ale întrerupătoarelor cu aer, respectiv cu ulei, reprezentate în fig. 5. Analiza acestor oscilograme, conduce la următoarele concluzii :



a *b*

Fig. 6. *a*) Reaprinderea arcului în cazul unui întrerupător cu aer ; $l=200$ km, $X_0=0{,}20$ u. r.. $\varphi_d=72°$. *b*) Reaprinderea arcului în cazul unui întrerupător cu ulei ; $l=200$ km, $X_0=0{,}20$ u. r., $\varphi_d=780°$.

1. Reaprinderea arcului electric are întotdeauna loc, înainte ca tensiunea de restabilire la contactele întrerupătorului să obțină valoarea sa maximă.

2. Pentru valori aproximativ identice ale supratensiunilor defazajul φ_d este mult mai mare în cazul întrerupătorului cu ulei decît în cazul celui cu aer : 780° față de 72°, ceea ce înseamnă că pentru apariția unor supratensiuni periculoase în cazul deconectării liniei cu întrerupătoare cu ulei, curentul capacitiv al liniei trebuie să treacă de 4—5 ori prin zero fără să se rupă.

MODELAREA MATEMATICĂ A FUNCȚIONĂRII DRV

În cazul folosirii DRV pentru protecția împotriva supratensiunilor la deconectarea liniilor în gol, vin în considerare două posibilități de amplasare a acestora : la începutul liniei și la sfîrșitul ei (fig. 1).

În cazul amplasării descărcătorului la începutul liniei în afara ecuațiilor liniei în gol (4), este necesar să se țină seama de condițiile la limită de la începutul liniei

$$\begin{cases} e(t)=u_1(t)+r_0 i(t)+L_0\dfrac{di(t)}{dt} \\ i_d=f(u_1),\ i=i_1+i_d \end{cases} \tag{7}$$

unde i_d este curentul prin descărcător.

Schema structurală corespunzătoare acestor ecuații este arătată în fig. 7.

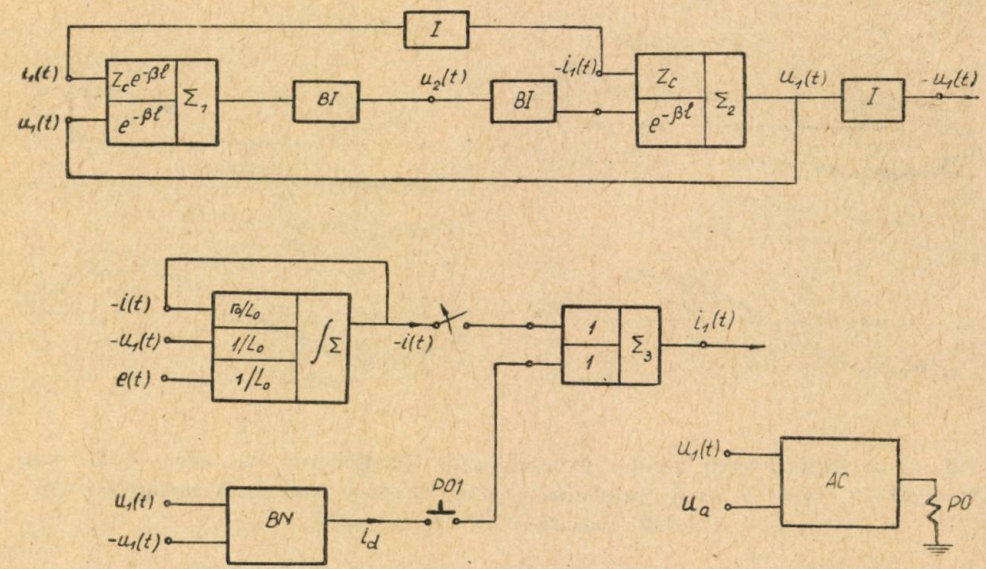


Fig. 7. Schema structurală a deconectării liniei în gol, în cazul amplasării DRV la începutul liniei.

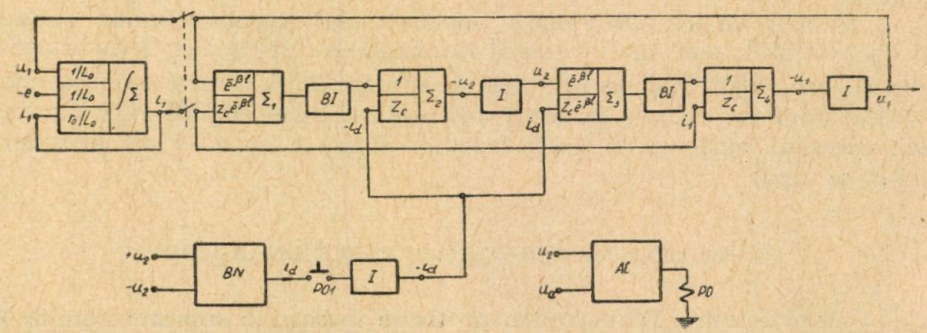


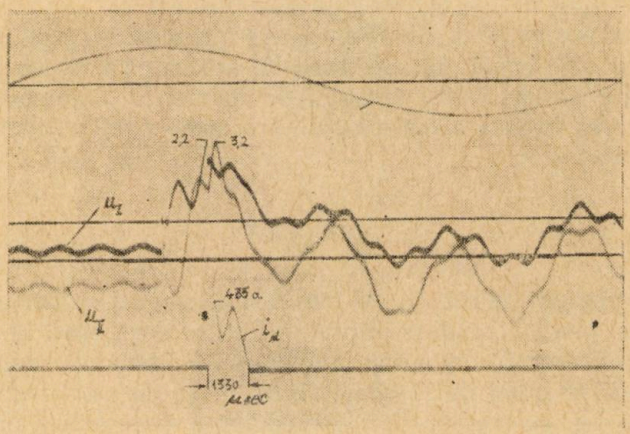
Fig. 8. Schema structurală a deconectării liniei în gol, în cazul amplasării DRV la sfîrșitul liniei.

În cazul amplasării descărcătorului la sfîrșitul liniei, trebuie să se plece de la ecuațiile liniei de lungime finită (3), în care $i_2=i_d$ și de la relațiile

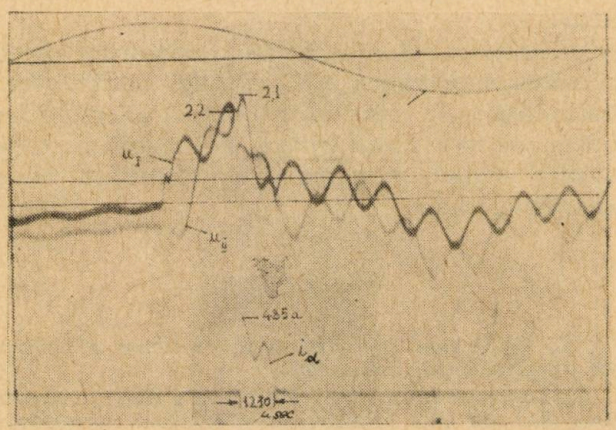
$$\begin{cases} e(t)=u_1(t)+r_0 i_1(t)+L_0\dfrac{di_1(t)}{dt} \\ i_d=f(u_2) \end{cases} \tag{8}$$

Acestor ecuații le corespunde schema structurală reprezentată în fig. 8.

În aceste scheme, caracteristica volt-amper a rezistenței nelineare a descărcătorului se reproduce pe cîte un bloc nelinear BN, prin aproxima-



a



b

Fig. 9. *a*) Oscilograma tensiunilor la începutul și sfîrșitul liniei și a curentului prin DRV, amplasat la începutul liniei ; l=300 km, X_0=0,10 u. r. *b*) Oscilograma tensiunilor la începutul și sfîrșitul liniei și a curentului prin DRV, amplasat la sfîrșitul liniei : l=300 km. X_0=0,10 u. r.

rea ei cu un număr corespunzător de segmente de dreaptă. Reproducerea amorsării descărcătorului se realizează cu ajutorul amplificatorului comparator AC, prin compararea tensiunii u_I sau u_{II} cu tensiunea de amorsare a descărcătorului ; în momentul în care aceste tensiuni sînt egale, acționează releul P0, al cărui contact P01 se închide introducînd în circuit rezistența neliniară a DRV.

În fig. 9, *a* și 9, *b* sînt reprezentate două din oscilogramele obținute cu ajutorul acestor scheme structurale, pentru un descărcător cu caracteristica $U = 206\, I^{0,35}$ și tensiunea de amorsare $U_a = 2{,}2 \cdot U_f$. Deconectarea și reaprinderea arcului s-au efectuat la maximul tensiunii sursei.

După cum se vede din oscilogramele prezentate, tensiunea maximă pe descărcător este egală cu tensiunea de amorsare a acestuia. Pe oscilograme se poate urmări saltul tensiunii în momentul amorsării descărcătorului și creșterea bruscă a curentului care trece prin rezistența neliniară a descărcătorului.

CONCLUZII

Din cele prezentate rezultă că mașinile analogice de calcul pot fi folosite cu succes pentru studiul supratensiunilor care apar la deconectarea liniilor în gol, prezentînd avantaje modelarea matematică realizată pe baza folosirii ecuațiilor liniei de lungime finită. Față de alte metode de cercetare (analitice sau pe modele fizice), modelarea matematică prezintă avantaje evidente atunci cînd este necesară luarea în considerare a caracteristicilor nelineare ale diferitelor elemente ale schemei și a pierderilor active în aceste elemente.

Deși cele prezentate se referă la studiul regimurilor simetrice, se poate aprecia că modelarea matematică a regimurilor nesimetrice (de exemplu deconectarea nesimultană de către întrerupător a celor trei faze), este posibilă fie prin înlocuirea sistemului trifazat nesimetric cu sisteme simetrice monofazate folosind metoda componentelor simetrice, fie prin folosirea sistemului de coordonate α β o.

BIBLIOGRAFIE

1. Goruşkin V. I., *Vipolnenie energheticeskih rasciotov s pomoşciu vicislitelnih maşin.* Moskva, Vîşaia Skola, 1962.
2. Gruzdev I. A., Levinstein M. I., Primenenie matematiceskih maşin neprerîvnovo deistvia dlia isledovania perehodnîh proţesov v electriceskih sistemah, Electricestvo Nr. 3, Moskva, 1960.
3. Negru V., *Zaşcita ot vnutrenih perenapriajenii pri otkliucenii holostîh linii 110—220 kV s pomoşciu razradnicov.* Moskva MEI, 1964.
4. Jovinskii V. N., *Shemi zapominania napriajenia i bloki zapazdivania.* Moskva-Leningrad, GEI, 1963.
5. Butkevici I. V., *Dugovie proţesi v tehnike visokih napriajenii.* Moskva, MEI, 1956.

ПРИМЕНЕНИЕ АНАЛОГОВЫХ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ МАШИН ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПЕРЕНАПРЯЖЕНИЙ ПРИ ОТКЛЮЧЕНИИ ХОЛОСТЫХ ЛИНИЙ

(РЕЗЮМЕ)

В работе подчеркивается преимущества математического моделирования линии, реализованного на основе уравнений линии конечной длины, позволяющего учет потерь в активных элементах исследуемой схемы.

Приводятся структурные схемы, позволяющие воспроизведение характеристики восстанавливающейся электрической прочности выключателя и работы вентильного разрядника. Хорошая работа предлагаемых структурных схем, иллюстрируется с помощью некоторых осциллограмм, полученных на аналоговой машине МН-7.

DIE VERWENDUNG VON ANALOGRECHNERN ZUR BESTIMMUNG VON ÜBERSPANNUNGEN BEI LEERABSCHALTUNGEN VON LEITUNGEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Es werden die Vorteile der mathematischen Modellierung einer Leitung, auf Grund der Gleichungen einer Übertragung endlicher Länge vorgehoben, Diese erlaubt die Verluste in den aktiven Teilen des Ersatzschaltbildes zu berücksichtigen.

An Hand Strukturersatzschaltbilder wurden die Isolierfestigkeitskennlinien des Schalters und die Kennlinien des veränderlichen Widerstandes des Ableiters dargestellt. Die guten Ergebnisse mit den vorgeschlagenen Strukturersatzschaltbilder sind durch Oszilogrammen illustriert, die mittels des Analogrechners MN-7 aufgenommen wurden.

MEMORIE OPERATIVĂ RAPIDĂ CU FERITE DE CAPACITATE REDUSĂ

DE

D. SANDU, V. BALTAC, V. VIŢAN, I. MUNTEANU

1. INTRODUCERE

Prezenţa unei memorii operative cu un timp de referire redus de ordinul a 5—10 μsec poate ridica viteza de operare a unui calculator numeric, chiar dacă memoria principală are un timp de acces mare (tambur magnetic). Ne-am propus construirea unei memorii rapide cu ferite şi elemente semiconductoare de capacitate redusă (16 adrese a 40 biţi fiecare). Această memorie a fost ataşată calculatorului electronic care a fost realizat la Direcţia de Sistematizare, Arhitectură şi proiectarea construcţiilor (DSAPC) Banat. Elementele semiconductoare şi de circuit sînt de provenienţă indigenă.

2. SCHEMA BLOC A MEMORIEI

Pentru a realiza o siguranţă în funcţionare mărită şi pentru a micşora pretenţiile în privinţa toleranţelor curenţilor am adoptat o schemă clasică de memorie cu selecţie lineară [1]. Soluţia este justificată şi din punct de vedere economic, deoarece la numărul redus de adrese pe care îl are memoria, costul echipamentului electronic necesar nu depăşeşte pe acela al unei memorii cu selecţie prin coincidenţa curenţilor.

În fig. 1 este reprezentată schema bloc a memoriei. Registrul de adresă al memoriei este compus din patru trighere şi face parte din registrul de instrucţii al calculatorului. Informaţia registrului de adresă este decodificată prin circuite cu diode şi comandă printr-un sistem de porţi cele 8 amplificatoare de atac (4 amplificatoare pe X şi 4 amplificatoarte pe Y.

Impulsul de atac care trece prin aceste porţi provine de la un formator de impuls comandat de impulsul de referire la memorie, eliberat de dispozitivul de comandă al calculatorului. Decodificatorul adresei asigură comanda simultană a unui singur amplificator X şi a unui singur amplificator Y, conform adresei din registrul de adresă. Amplificatoarele de atac

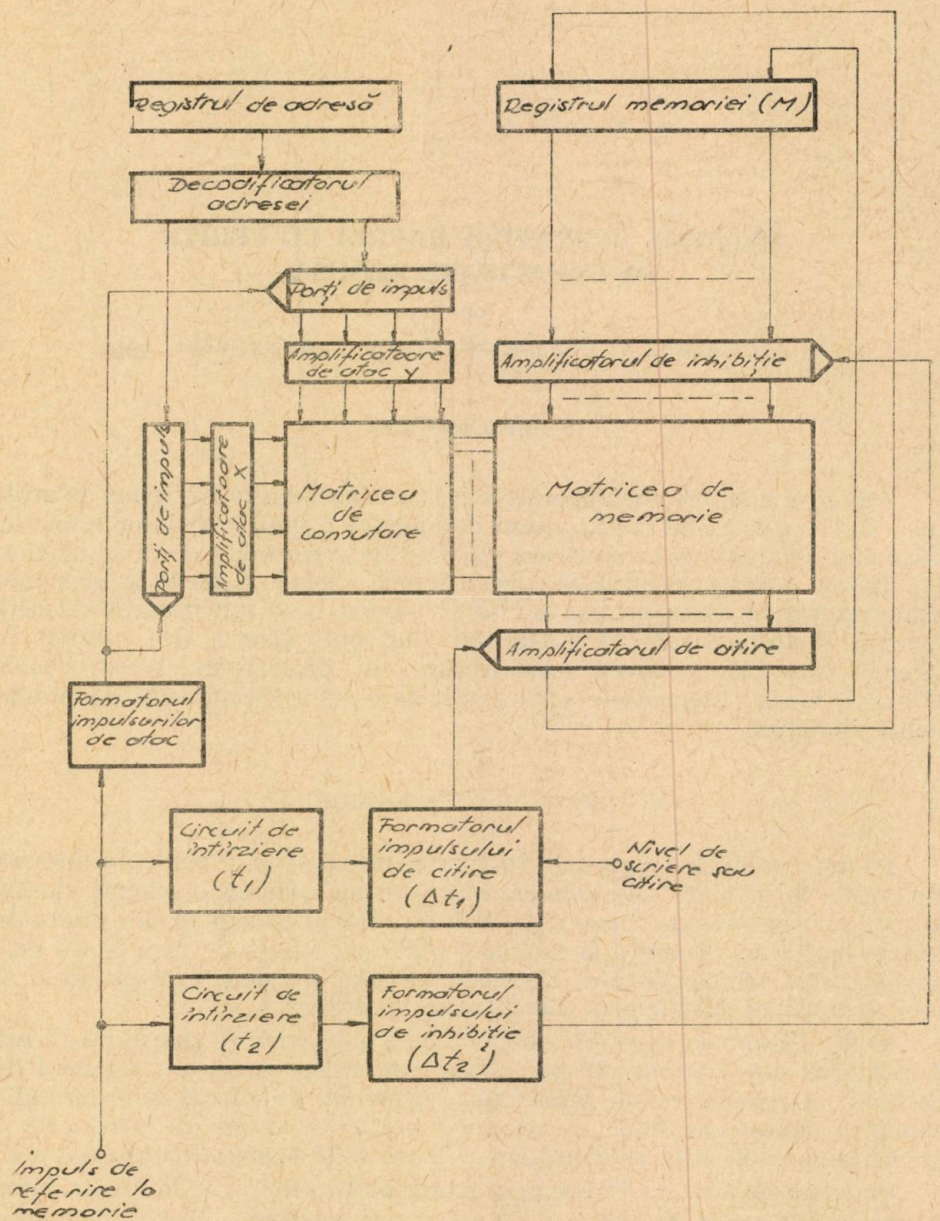


Fig. 1. Schema bloc a memoriei.

selectate asigură comutarea miezului corespunzător din matricea de comutare care eliberează un curent I_s de forma arătată în fig. 2, pe linia ce corespunde adresei respective în matricea de memorie.

Citirea informației din cuvîntul selectat se face prin basculareа miezurilor de memorie și ajunge la amplificatoarele de citire. În caz că dispozitivul de comandă al calculatorului cere citirea informației, se aplică nivel de citire la o poartă înglobată în formatorul impulsului de strob al citirii. În acest caz amplificatoarele de citire pun pe 1 trigherele registrului de memorie (M), numai în cazul categoriilor din care s-a citit 1. Punerea pe zero a registrului M este asigurată de comanda centrală a calculatorului, înaintea oricărei referiri de citire a memoriei. Dacă se cere scrierea în memorie nivelul aplicat împiedică formarea impulsului de strob la citire și informația citită nu trece la amplificatoarele de citire. Registrul M nu este anulat de comanda centrală a calculatorului. Partea negativă a curentului I_s asigură înscrierea sau reînscrierea informației cu ajutorul impulsului de inhibiție. Amplitudinea acestui curent este 2/3 din curentul de basculare a miezurilor de ferită. În cazul în care categoria respectivă a registrului M conține 1 se eliberează un impuls de inhibiție egal cu 1/2 din curentul de basculare, care este de același sens cu I_s și produce reînscrierea sau scrierea lui 1 în miez. Dacă categoria respectivă conține 0 impulsul de inhibiție este de sens contrar și miezul de memorie rămîne în starea 0. Duratele t_1 și t_2 sînt asigurate de circuitele de întîrziere figurate în schema bloc, Δt_1 și Δt_2 sînt realizate în formatoarele respective, iar Δt_0 este timpul de basculare a miezurilor din matricea de comutare. Formatorul impulsurilor de atac asigură durata optimă a impulsului de atac.

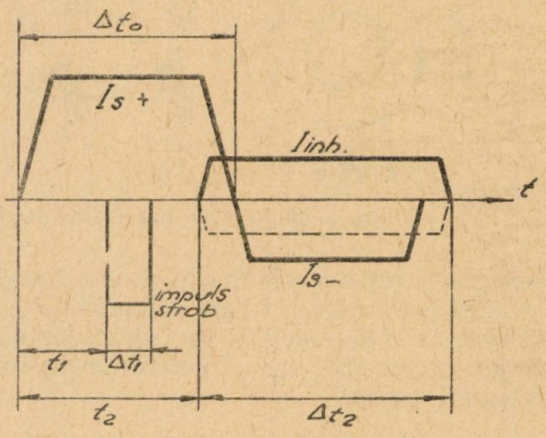


Fig. 2. Diagrama curenților din memorie.

3. MATRICEA DE MEMORIE

Matricea de memorie a fost realizată sub forma unei matrice de $32 \times 40 = 1\,280$ miezuri. Miezurile de memorie au dimensiunile :

$D = 2$ mm
$d = 1$ mm
$h = 1$ mm

și au $I_m = 0{,}3$ A. Pentru a asigura o impedanță constantă în secundarul miezului de comutare, indiferent de informația conținută în cuvîntul respectiv s-a adoptat sistemul cu două miezuri pe bit (fig. 3) [2]. Rezistența R

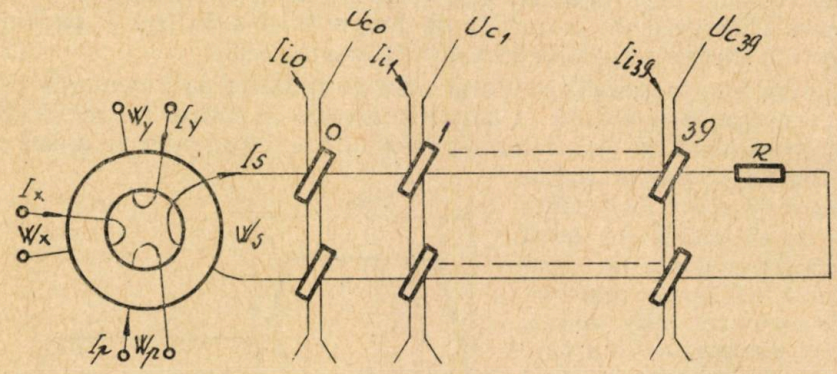


Fig. 3. Dispunerea miezurilor magnetice pentru o adresă.

servește la reglarea curentului I_s și a fost determinată la valoarea $R = 1{,}8\ \Omega$. În acest caz curentul I_s are valoarea 0,7 A ceea ce asigură tensiuni utile în valoare de 140—200 mV, de polaritate pozitivă pentru informația „1" și de aceeași valoare dar de polaritate negativă pentru informația „0" a unei categorii binare.

4. MATRICEA DE COMUTARE

Matricea de comutare este o matrice cu polarizare și conține 16 miezuri de comutare realizate din cîte 5 toruri de ferită cu dimensiunile :

$D = 4$ mm
$d = 2{,}5$ mm
$h = 2$ mm

cu $I_m = 0{,}4$ A ($I_m/2 = 0{,}2$ A).

Pentru a realiza valoarea dorită a lui I_s s-a adoptat :

$W_x = W_y = 4$ spire
$W_p = 10$ spire
$W_s = 5$ spire.

Curenții de atac ai matricei $I_x = I_y = 0{,}55$ A și sînt furnizați de amplificatoare de atac realizate cu tranzistori EFT 308, iar curentul de polarizare este $I_p = 0{,}22$ A și este stabilizat cu ajutorul unei scheme tranzistorizate.

REZULTATE EXPERIMENTALE

Memoria a fost realizată și atașată calculatorului. Diagramele tensiunilor și curenților sînt prezentate în fig. 4. Curentul prin cuvîntul selectat, curent ce a fost măsurat la osciloscop prin căderea de tensiune dată de el pe rezistența $R = 1{,}8\ \Omega$, este reprezentat în fig. 4 *a*.

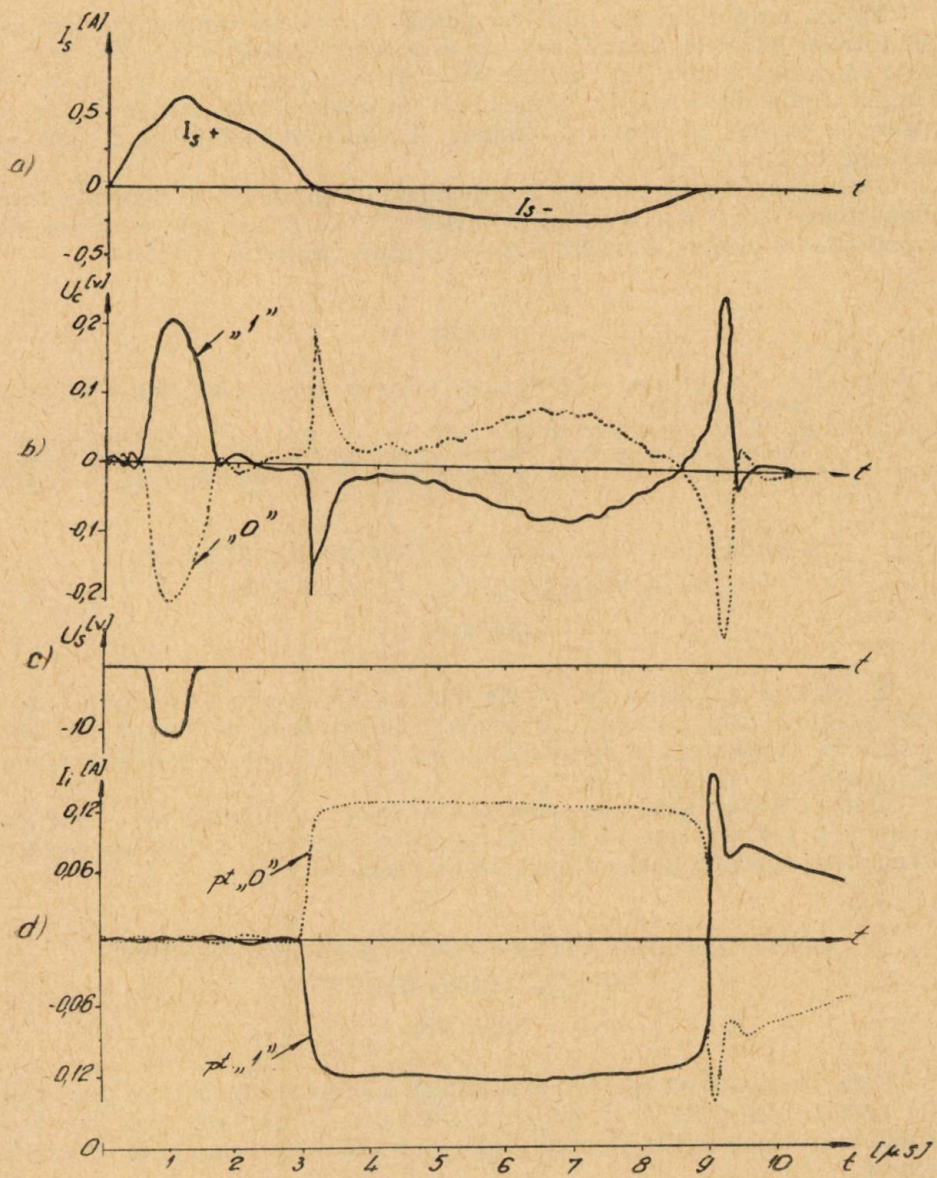


Fig. 4. Rezultate experimentale.

Semnalul de tensiune (U_c) la intrarea unui amplificator de citire pentru citirea informației „1" sau „0" din cuvîntul selectat precum și semnalul de strob (U_s) este dat în fig. 4 *b* și *c*.

Forma curentului de inhibiție pentru înscrierea informației „1" sau „0" într-un bit al curentului selectat este reprezentată în fig. 4 *d*. Se constată că durata unui ciclu complet de citire-reînscriere este de cca. 9 μsec. Timpul dintre două referiri la memorie nu poate fi mai mic de 50 μsec în regim de durată, pentru a nu depăși disipația admisibilă pe tranzistorii amplificatorului de atac.

Memoria realizată reprezintă o încercare de a realiza cu elemente semiconductoare românești o astfel de instalație. Performanțele obținute sînt superioare celorlalte instalații tranzistorizate construite în țară.

BIBLIOGRAFIE

1. Meyerhoff A., *Digital applications of magnetic devices John Willey and Sons*. New York, 1960.
2. Sandu D., „Mémoire a ferrites avec sélection par mot a deux noyaux par bit". Theses presentées á la Faculté de sciences de l'Université de Toulouse pour obtenir le Grade de Docteur de l'Université Toulouse, Juin 1963.

МАЛОЕ ФЕРРИТОВОЕ БЫСТРОДЕЙСТВУЮЩЕЕ ЗАПОМИНАЮЩЕЕ УСТРОЙСТВО

(РЕЗЮМЕ)

В работе описывается малое быстродействующее запоминающее устройство с 16-ю словами на 40 бит. Запоминающее устройство построено на румынских полупроводниковых материалах и содержит полный цикл на 9 микросекунд.

Дается блок-схема, вид селекции, матрицы запоминания и переключения и в заключении экспериментальные результаты. Запоминающее устройство приспособлено к цифровому вычислителю.

MEMOIRE OPERATIVE RAPIDE A FERRITES AVEC UNE CAPACITE REDUITE

(RÉSUMÉ)

Dans ce travail on décrit une mémoire operative rapide avec une capacité reduite (16 mots à 40 bits). La mémoire est réalisée avec des matériels semi-conducteurs roumains et elle a un cycle complet de 9 microseconds.

On présente la schéma bloc de la mémoire, le tip de la sélection, les matrices de mémoire et de commutation et en conclusion on donne les résultats éxperimentaux. La mémoire est ettachée à une calculatrice numérique.

CONSTRUCȚIA UNUI GENERATOR ELECTROSTATIC CU BANDĂ RULANTĂ DE 1 000 kV

(Partea II)

DE

I. SUCIU

Acest articol constituie continuarea lucrării (cu același titlu), publicată în „Studii și realizări electrotehnice" editată de Institutul Tehnic Craiova în 1958 [13], în care s-au prezentat principiul de funcționare și o descriere sumară a generatorului proiectat.

Statitronul prezentat în lucrarea de față, a fost construit cu scopul de a fi folosit ca material didactic pentru studenți și de asemenea ca utilaj pentru cercetare științifică în tehnica tensiunilor înalte.

În articol se prezintă astfel elemente sumare de calcul și proiectare și se face totodată o amplă descriere a construcției generatorului electrostatic cu bandă rulantă de 1 000 kV, destinat să funcționeze în aer liber. În afară de acestea se dau cîteva amănunte asupra performanțelor obținute în timpul încercărilor preliminare de reglare.

În fig. 1 se prezintă schema electrică de principiu a statitronului [13].

Rezistențele $R_1 \div R_7$ trebuie să aibă valori foarte mari, de ordinul 200 MΩ, iar rezistența de protecție R_8 are cca. 10^5 Ω.

Pentru obținerea unui curent de încărcare cît mai mare s-a preconizat schema electrică cu „supraîncărcare" [2], [13] prin care, ambele laturi ale unei benzi, ceea urcătoare și cea coborîtoare, vehiculează în sensuri opuse sarcinii electrice de semn contrar.

De exemplu, în cazul cînd electrodul de înaltă tensiune trebuie să aibă un potențial pozitiv (vezi fig. 1), atunci prin intermediul laturii urcătoare a benzii sarcina pozitivă este transportată și refulată pe electrodul de înaltă tensiune, care este permanent susceptibil de a acumula sarcini noi ; prin intermediul laturii coborîtoare a benzii, sarcina negativă este transportată și scursă la pămînt, negativînd în același timp rama inferioară (vezi *b*, fig. 1).

O dată ce statitronul s-a amorsat și electrodul s-a încărcat cu sarcini electrice, redresorul de excitație poate fi deconectat, statitronul funcționînd din acest moment autoexcitat.

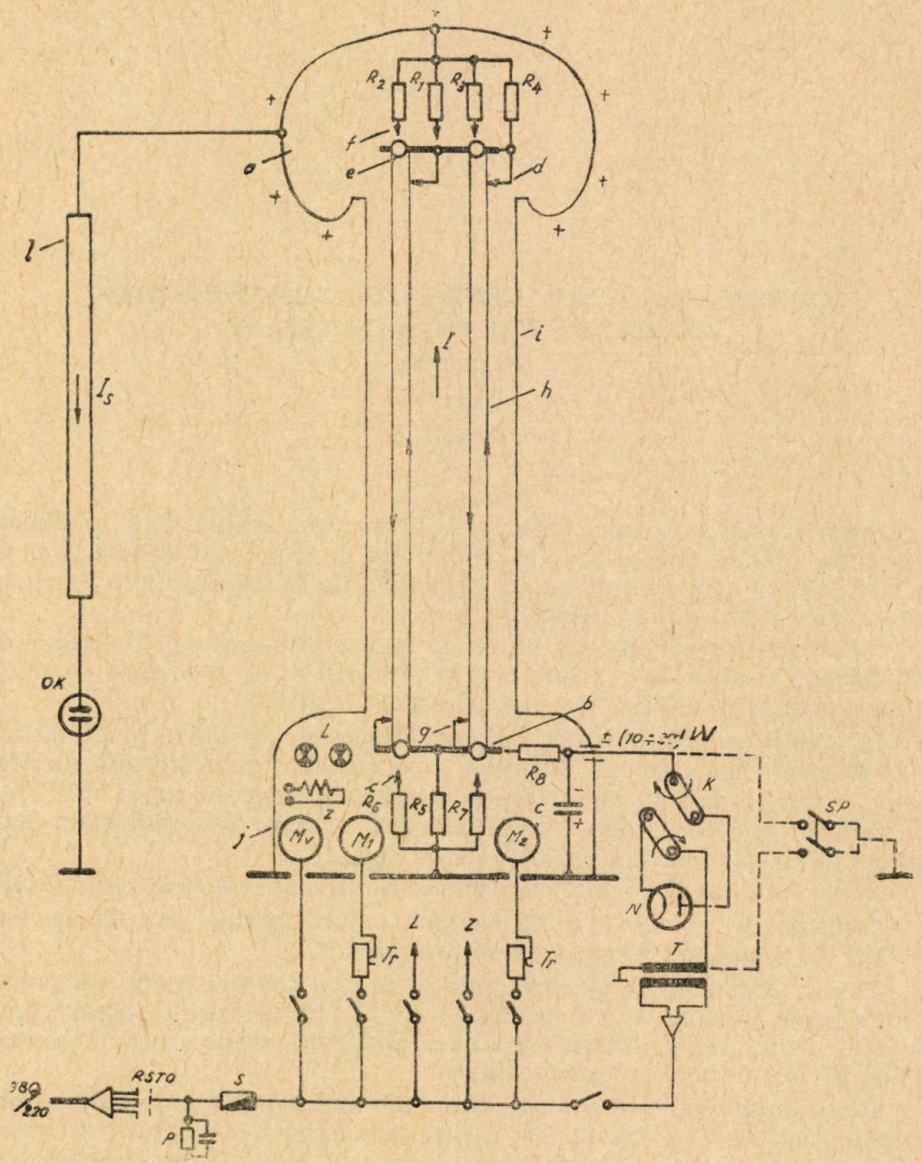


Fig. 1. Schema electrică a generatorului electrostatic de 1 000 kV :

a — electrod de înaltă tensiune; *b* — role motoare (rama inferioară); *c* — ionizator de încărcare; *d* — pieptene colector; *e* — role libere (rama superioară); *f* — ionizator de descărcare; *g* — colector de scurgere; *h* — bandă transportoare; *i* — coloana izolantă; *j* — soclu; *l* — sarcina (accelerator liniar); R_1, R_2 ... R_7 — rezistențe ($\approx$ 200 MΩ); R_8 — rezistență de protecție (10^5 Ω); *C* — condensator (0,5 F); *K* — comutator de polaritate; *N* — kenotron; *T* — transformator; *SP* — separator de protecție; *P* — protecție la pupitrul de comandă (rezistența : 30 kΩ, 15 W, condensator : 1 F, 500 V); M_2 — motoare asincrone pentru antrenarea benzilor (1kW); M_V — motor asincron pentru ventilator; *L* — lămpi pentru iluminat; *Z* — rezistența de încălzire a aerului; *OK* — osciloscraf catodic; *I* — curentul de încărcare; I_S — curentul de sarcină; T_r — regulator de tensiune; *S* — siguranțe fuzibile.

Autoexcitația după cum se știe se datorește proceselor complexe de contact și alunecare, care se produc pe suprafețele de rulare ale benzii transportoare și rolelor, care sînt confecționate din materiale dielectrice diferite.

La funcționarea autoexcitat a statitronului, pentru a produce o încărcare eficientă cu sarcini electrice a electrodului dispozitivele colectoare *d* și *g* (fig. 1) sînt indispensabile.

I. ELEMENTE DE CALCUL

La proiectarea mașinilor electrostatice, în general, se întîmpină dificultăți deoarece pînă în prezent nu s-a elaborat încă o metodă riguroasă de calcul.

Calculul care se face este sumar și are caracter orientativ, din care motiv este necesar ca rezultatele obținute să fie corectate după datele unei mașini similare care se află deja în funcțiune și a căror performanțe tehnice se consideră satisfăcătoare.

Parametri principali ai statitronului construit sînt : a) tensiunea nominală de lucru 1 000 kV și b) curentul de încărcare maxim 500 μA.

Intensitatea cîmpului electric pe suprafața electrodului de înaltă tensiune și pe suprafața activă a benzilor transportoare, în aer liber, nu trebuie să depășească valoarea cîmpului critic $E_k = 30\ \text{kV} \cdot \text{cm}^{-1}$, căruia îi corespunde o densitate de suprafață a sarcinii electrice de $\sigma_k = 2{,}7 \cdot 10^{-9}\ \text{C} \cdot \text{cm}^{-2}$. Peste această valoare a cîmpului începe o intensă ionizare și iminenta descărcare locală în stratul de aer izolant cînd sarcina electrică difuzează în mediul exterior.

Potențialul unui electrod de formă sferică se află cu formula $U = E \cdot R$, unde R este raza sferei. Înlocuind în această formulă $E = E_k = 30\ \text{kV} \cdot \text{cm}^{-1}$ obținem potențialul maxim pe electrod : $U_{max} = 30 \cdot R$.

În majoritatea cazurilor această formulă nu poate fi folosită, întrucît electrozii de înaltă tensiune de construcție modernă nu au forma sferică. Totuși, pentru orientare, în baza datelor experimentale ale unor statitroane cu electrodul de formă sferică, aflate deja în serviciu [2], s-a trasat curba $U = f(R)$ (fig. 2), unde pe ordonată avem tensiunea de lucru iar în abscisă raza electrodului.

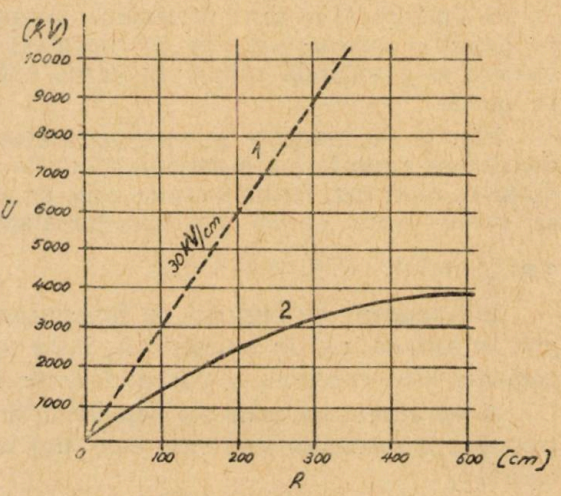


Fig. 2. Curba $U = f(R)$ pentru statitroane cu electrodul sferic :

1 — curba corespunzătoare relației $U_{max} = 30 \cdot R$, în care R — raza sferei; *2* — curba corespunzătoare datelor experimentale.

Astfel folosind curba din fig. 2, pentru tensiunea de lucru de 1 000 kV, electrodul sferic va trebui să aibă raza de aproximativ 70 cm. Efectuînd calculul cu formula dată mai sus, rezultă tensiunea teoretică de 2 100 kV. Pentru aflarea tensiunii reale este necesar ca tensiunea teoretică să fie redusă cu aproximativ 50% (fig. 2).

Dacă tensiunea electrodului depășește 3 000 kV coeficientul de reducere crește și el putînd ajunge chiar pînă la 75%, în cazul tensiunilor supraînalte.

Din considerațiuni de ordin electrotehnic și tehnologic, pentru statitronul proiectat, s-a preconizat electrodul de forma unui elipsoid de rotație [13], asemănător cu profilele electrozilor existenți în practica aparatelor moderne de înaltă tensiune [6], [7].

Dimensiunile electrodului proiectat depășesc cu mult pe cele necesare pentru tensiunea de 1 000 kV, putîndu-se atinge în anumite condiții tensiunea de 1 300 kV.

Înălțimea coloanei izolante (H, fig. 4), care susține și izolează electrodul față de pămînt, se calculează cu ajutorul datelor practice, admițîndu-se un gradient de potențial de-a lungul coloanei $E_c \approx 3{,}12\ \text{kV} \cdot \text{cm}^{-1}$ care se ia între limitele $(2{,}5 \div 9)\ \text{kV} \cdot \text{cm}^{-1}$ [2] :

$$H = \frac{U}{E_c} = \frac{1\,000}{3{,}12} = 321\ \text{cm}. \tag{1}$$

Sarcina electrică maximă, care poate fi transportată de către bandă este determinată de densitatea de suprafață a sarcinii astfel ca intensitatea cîmpului electric exercitată de aceasta, să nu producă în păturile de aer din vecinătatea benzii nici o ionizare.

S-a arătat, că în aerul atmosferic, pentru $E_k = 30\ \text{kV} \cdot \text{cm}^{-1}$, corespunde pe bandă o sarcină electrică de suprafață $\sigma_k = 2{,}7 \cdot 10^{-9}\text{C} \cdot \text{cm}^{-2}$; această valoare este valabilă numai în cazul unei repartizări ideale a sarcinii pe bandă.

Efectul de margină și neomogenitatea materialului benzii produc o distribuire neuniformă a sarcinii electrice pe suprafața benzii, favorizîndu-se în acest caz, formarea unor zone de scurgere, datorită cărora practic, se poate conta numai pe cca. jumătate din valoarea lui σ_k, adică $\sigma \approx \frac{\sigma_k}{2} \approx 1{,}4 \cdot 10^{-9}\text{C} \cdot \text{cm}^{-2}$.

Independent de regimul de funcționare a statitronului, la mersul în gol, în sarcină, sau în scurtcircuit, între soclu și electrod, prin interiorul coloanei, trece continuu un curent de încărcare.

Acest curent se datorește deplasării, împotriva forțelor cîmpului electrodului, a sarcinilor electrice, care sînt transportate de benzile în mișcare [13].

Pentru o singură bandă (fig. 3) curentul de încărcare se determină cu formula :

$$I = b \cdot v \cdot \sigma, \tag{2}$$

unde : b — lățimea benzii, cm ;
v — viteza liniară de deplasare a benzii, $cm \cdot s^{-1}$;
σ —, sarcina de suprafață distribuită pe bandă, $C \cdot cm^{-2}$.

În cazul funcționării statitronului cu mai multe benzi în paralel, curentul de încărcare crește considerabil și se poate determina cu formula :

$$I = \xi \cdot n \cdot b \cdot v \cdot \sigma. \qquad (3)$$

unde : $\xi = 1 \div 2$ ține cont de gradul de supraîncărcare a benzilor ; valoarea maximă se atinge la reglajul optim ;
n este numărul benzilor care funcționează în paralel.

În concluzie pentru a forța prin statitron un curent de încărcare cît mai mare va trebui să utilizăm mai multe benzi în paralel de lățime cît mai

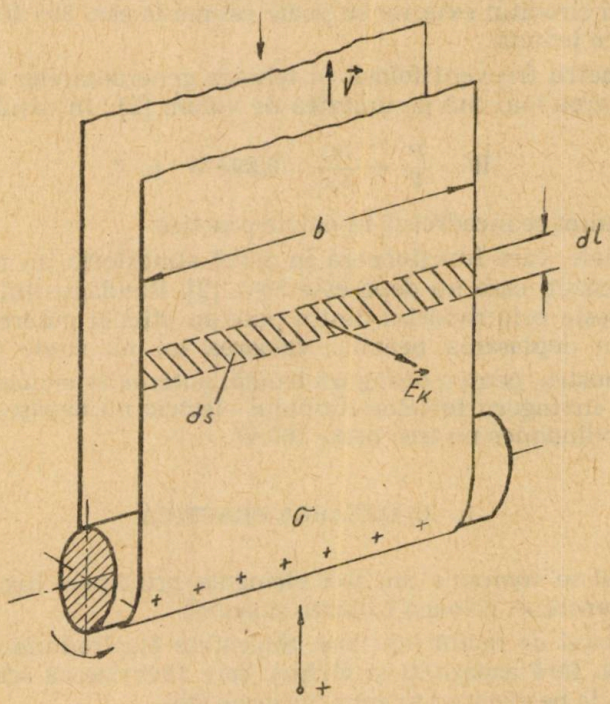


Fig. 3. Explicativă pentru determinarea curentului de încărcare.

mare, cu viteza de deplasare cît mai ridicată, materialul lor să fie de calitate superioară și cu suprafețele curate și în fine benzile să funcționeze supraîncărcat.

Benzile sînt puse în mișcare cu ajutorul rolelor motoare (fig. 8), care sînt antrenate cu motoare asincrone prin intermediul unor curele de transmisie trapezoidale.

Astfel schimbînd raportul de transmisie al şaibelor avem posibilitatea să antrenăm benzile cu două viteze diferite.

Utilizînd şaibe cu raportul diametrelor 160/50 şi 160/80 (neglijînd patinarea transmisiei) vitezele teoretice de deplasare ale benzilor vor fi egale cu $v_1 = 23{,}80 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ şi $v_2 = 14{,}86 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Pentru calculul vitezelor reale ale benzilor se va ţine cont de patinarea lor pe rolele motoare şi patinarea curelelor trapezoidale.

În timpul încercărilor de reglare a statitronului s-au înregistrat, în anumite condiţii alunecarea unei benzi pe rola motoare de cca. 5% la turaţia rolei de 2 800 rot $\cdot$ min^{-1}, măsurătorile făcîndu-se stroboscopic.

Astfel pentru $n = 2$, viteza teoretică $v_1 = 23{,}80 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, $b = 35$ cm, $\sigma = 1{,}4 \cdot 10^{-9} \text{ C} \cdot \text{m}^{-2}$ şi pentru cazul ideal cînd $\xi = 2$ curentul de încărcare maxim este egal cu $I = 467$ μA.

La funcţionarea în regim nominal a statitronului curentul de sarcină, care trece prin circuitul exterior se poate estima la cca. 30÷40% din curentul de încărcare teoretic.

Un parametru frecvent folosit în tehnica generatoarelor de înaltă tensiune este puterea maximă pe unitatea de volum [2] ; în cazul de faţă

$$W = \frac{P}{V} = \frac{145}{368} = 0{,}394 \text{ W} \cdot \text{m}^{-3}. \tag{4}$$

Acest rezultat se încadrează în datele practice.

Statitroanele, care funcţionează în aerul atmosferic, au un randament total relativ scăzut, care nu depăşeşte 50% [2]. Randamentul unei singure benzi se defineşte prin raportul dintre puterea utilă şi puterea totală, consumată pentru deplasarea benzii ; valoarea lui nu scade sub 70% [9].

În cazul nostru, pentru o singură bandă, puterea la motoarele de antrenare necesară învingerii forţelor cîmpului electric nu depăşeşte 200 W, iar pierderile aerodinamice nu trec peste 100 W.

II. REALIZAREA PRACTICĂ

Statitronul se compune din trei elemente principale (fig. 4) : electrodul de înaltă tensiune, coloana izolantă şi soclul.

A. *Electrodul de înaltă tensiune.* Suprafaţa electrodului trebuie să fie cît mai netedă, fără asperităţi şi vîrfuri, care favorizează scurgerea sarcinilor electrice de pe electrod în aerul înconjurător.

Pentru eliminarea, în măsura posibilităţilor, a zonelor unde s-ar putea produce pierderi apreciabile prin efect corona profilul electrodului [13] trebuie să aibă razele de curbură mari.

Obişnuit, pierderile prin efect corona în zona de racordare [2] pot să ajungă pînă la cca. 10%.

La unele construcţii existente electrodul nu are un profil de racordare special, fixarea electrodului făcîndu-se după curba naturală de intersecţie a electrodului cu coloana.

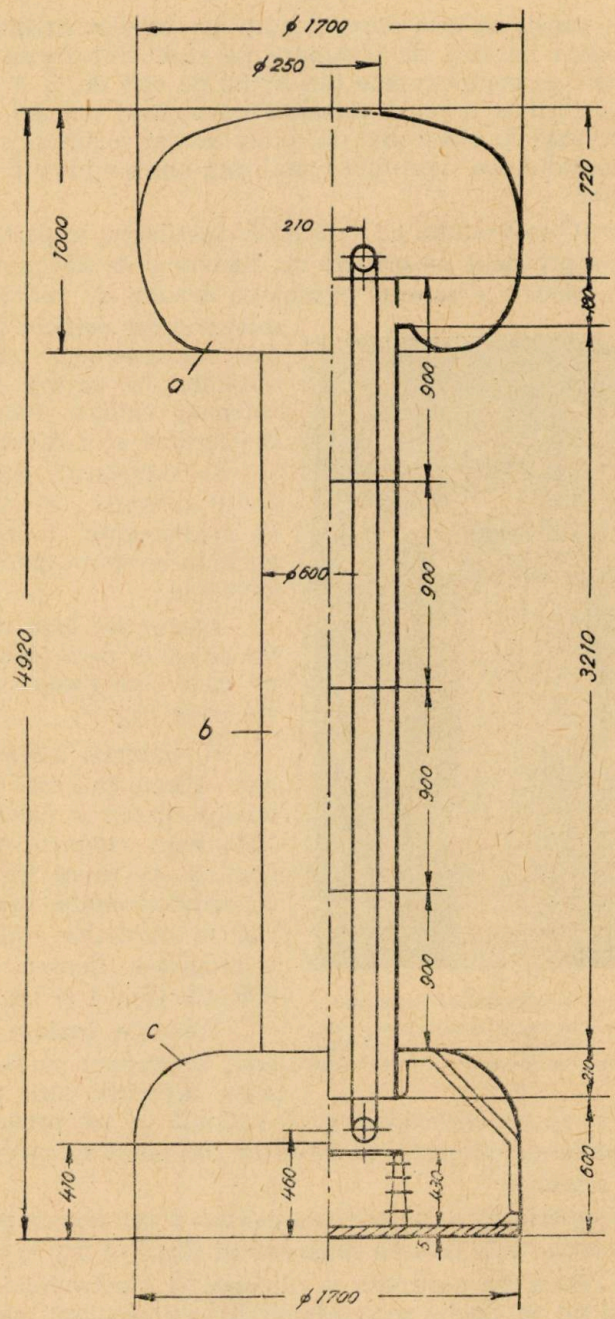


Fig. 4. Dimensiunile principale ale statitronului :
a — electrodul de înaltă tensiune; *b* — coloana izolantă; *c* — soclu.

Electrodul construit este format dintr-un schelet metalic rigid [13], alcătuit din patru nervuri de susținere pe care sînt fixate prin sudare meridiane și cercuri confecționate din sîrmă de oțel de ϕ 4 mm. Pe acest schelet rigid s-a întins o plasă metalică cu ochiuri patrate de 2×2 mm. Încercările efectuate cu electrodul din plasă au dat rezultate satisfăcătoare. În prezent electrodul are suprafața metalizată obținîndu-se o îmbunătățire a performanțelor.

Pentru cazul electrodului cu suprafața metalizată, în partea superioară a lui (fig. 5) s-a prevăzut un orificiu cu diametrul de 250 mm, acoperit cu plasă metalică, pentru a permite evacuarea aerului de ventilație. De asemenea acest orificiu permite revizia mecanismelor și aparaturii montate la partea superioară a coloanei izolate, fără necesitatea demontării electrodului.

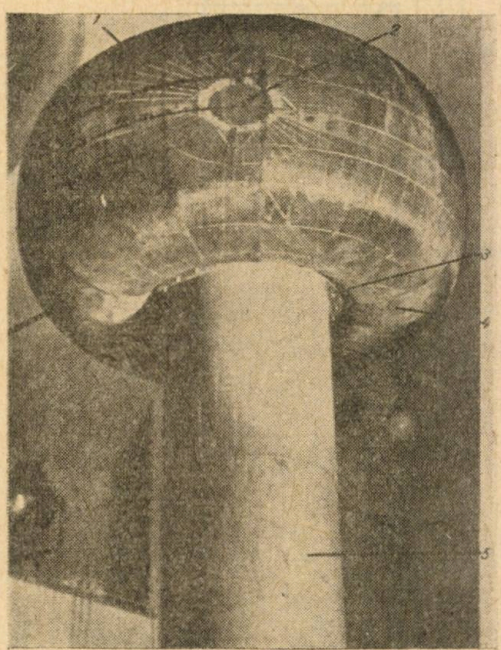


Fig. 5. Electrodul de înaltă tensiune:
1 — electrod; *2* — orificiul pentru evacuarea aerului (necesar pentru electrod metalizat); *3* — coroana de fixare; *4* — racordul electrodului cu coloana; *5* — coloana izolantă.

În interiorul electrodului se poate amenaja un mic laborator cu instrumente de măsurare asigurîndu-se spațiu pentru o singură persoană.

Electrodul este fixat la capătul coloanei pe o coroană circulară pe care sînt fixate șuruburile de ancorare (fig. 5).

B. *Coloana izolantă de susținere.* Electrodul este izolat față de pămînt printr-o coloană lungă de 3 600 mm, compusă din patru tuburi de pertinax legate între ele cu eclise izolante. Diametrul exterior al tuburilor este de 600 mm și lungimea fiecărui tub este de 900 mm (fig. 4 și fig. 5).

Tuburile, înainte de montare, s-au impregnat cu lac gliptalic și s-au acoperit atît pe suprafața interioară cît și pe cea exterioară cu o peliculă de lac protector, care nu permite pătrunderea umezelii și totodată limitează scurgerile de sarcini pe suprafața coloanei.

În partea superioară a coloanei s-a montat o coroană de oțel prevăzută cu găuri, care servește la fixarea electrodului (fig. 5 și fig. 7) prin șuruburi.

C. *Soclul.* Baza de susținere a coloanei și electrodului o constituie soclul (fig. 8 și fig. 9). Soclul se compune dintr-un manșon metalic circular în care se încastrează coloana și o platformă de bază. Manșonul se sprijină pe patru picioare metalice. Platforma de spirijin este confecționată din

tablă de oțel de 5 mm grosime, căptușită în exterior cu lemn de esență tare de 50 mm grosime. Profilul exterior al soclului reproduce aproximativ forma părții inferioare a electrodului.

Pentru amortizarea vibrațiilor mecanice care iau naștere în timpul funcționării statitronului soclul s-a așezat pe fundație prin intermediul a patru tălpi de cauciuc de 30 mm grosime.

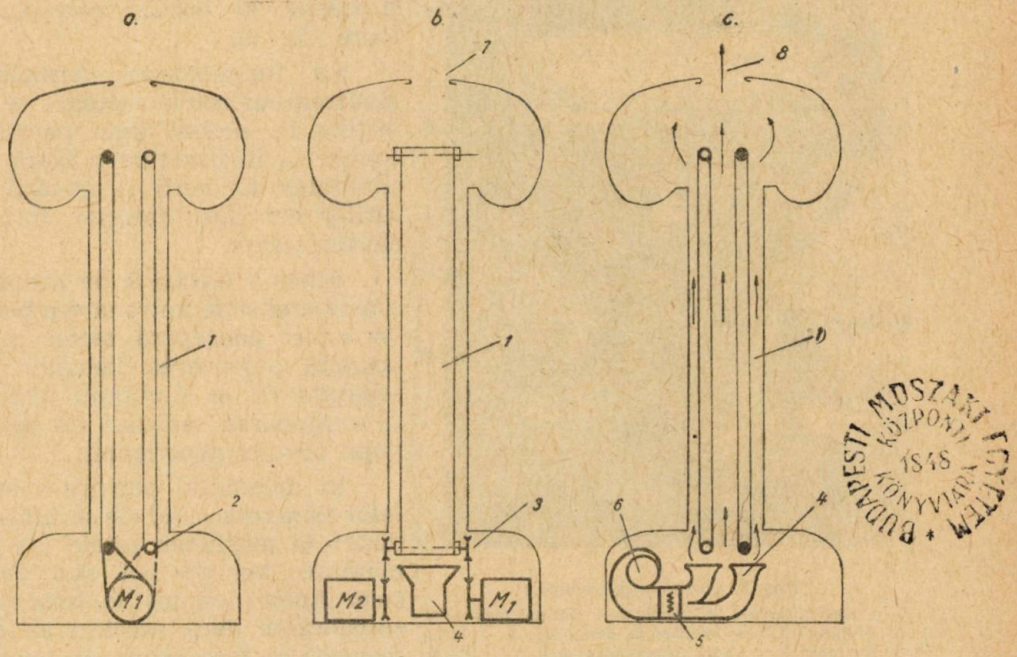


Fig. 6. Antrenarea și ventilarea benzilor transportoare :

a — antrenare; *b* — așezarea motoarelor și difuzorului de aer; *c* — ventilația; *1* — bandă transportoare; *2* — rolă motoare; *3* — șaibă pentru curea trapezoidală; *4* — difuzor de aer; *5* — încălzitor de aer; *6* — ventilator; *7* — orificiu de evacuare a aerului; *8* — curent de aer; M_1 și M_2 — motoare asincrone.

În interiorul soclului (fig. 8) sînt montate motoarele asincrone de acționare a benzilor, rama inferioară, excitația, comutatorul de polaritate a electrodului, ventilatorul și încălzitorul de aer (existînd spațiu și pentru cazul montării dispozitivului de uscare a benzilor cu raze infraroșii).

D. *Dispozitivul de acționare a benzilor.* Cele două benzi transportoare sînt puse în mișcare de către rolele motoare care sînt acționate fiecare independent cu ajutorul unui motor asincron. Cele două motoare sînt identice și au următoarele caracteristici : puterea 1 kW, tensiunea 220/380 V și turația 1 420 rot · min^{-1}.

Punerea în mișcare a rolelor motoare se face prin intermediul unor curele de transmisie trapezoidale ($A = 17$ mm, $h = 11$ mm).

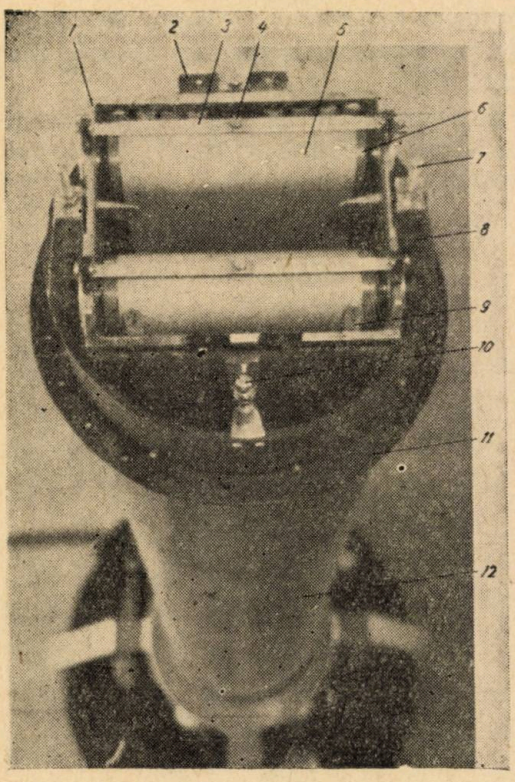


Fig. 7. Rama superioară :

1 — rama superioară basculantă: *2* — suportul pieptenelui de compensare; *3* — ionizator de descărcare; *4* — bornă de legătură; *5* — bandă transportoare; *6* — rolă liberă; *7* — șurub de reglare a ramei basculante; *8* — suport; *9* — suportul pieptenelui colector; *10* — șurub de compensare și calare; *11* — coroana de fixare a electrodului; *12* — coloana izolantă.

La rolele motoare se pot obține două turații, raportul de transmisie al șaibelor fiind de 1/2 și 1/3,2. Pentru întinderea curelelor de transmisie, cînd se schimbă șaibele, motoarele au posibilitatea să fie deplasate pe două șine paralele și calate la poziția corespunzătoare (fig. 8).

La funcționarea normală a statitronului rolele motoare se învîrtesc în același sens pentru a compensa în oarecare măsură posibilitatea atingerii și frecării laturilor benzilor, datorită forțelor electrostatice.

Schema electrică de comandă a motoarelor de antrenare a benzilor a fost concepută astfel ca să permită antrenarea benzilor atît separată cît și simultană precum și schimbarea sensului de rotație după nevoile experienței.

În momentul pornirii motoarelor asincrone, cînd ele se cuplează direct la tensiunea rețelei de alimentare, benzile pot sări de pe role. Acest neajuns se remediază satisfăcător dacă accelerarea motoarelor se face progresiv cu ajutorul unui autotransformator (*Tr*, fig. 1).

Cuplul rezistent la motorul de antrenare este creiat de bandă, care deplasează sarcina electrică împotriva cîmpului electrodului. Cuplurile rezistente suplimentare iau naștere datorită frecării în lagăre, patinării și bătăii benzilor și curelelor de transmisie și de asemenea frecării benzilor cu aerul înconjurător (pierderi aerodinamice).

Se propune ideea utilizării motorului de antrenare ca rolă motoare pentru a obține un gabarit cît mai mic. O asemenea soluție este foarte utilă la statitroanele sub presiune, unde întregul aparataj trebuie să fie cît mai compact. În afară de aceasta, prin utilizarea motorului direct ca rolă motoare, se exclud șaibele și curelele de transmisie, și concomitent cu aceasta, se elimină neajunsurile legate de funcționarea acestora.

E. *Ramele*. Rama superioară și rama inferioară constituie suporții de susținere ai palierelor rolelor libere și rolelor motoare. În fig. 7 este

reprezentată rama superioară montată pe coloană ; ea are menirea să susțină și să întindă benzile, și datorită unui dispozitiv basculant ea repartizează uniform efortul de întindere pe cele două benzi.

Rama inferioară (fig. 8) este formată dintr-un cadru sudat confecționat din fier profilat, fixat pe patru izolatoare de porțelan de 35 kV. Pe cadru sînt fixate cu șuruburi patru lagăre cu rulmenți, în care se rotesc

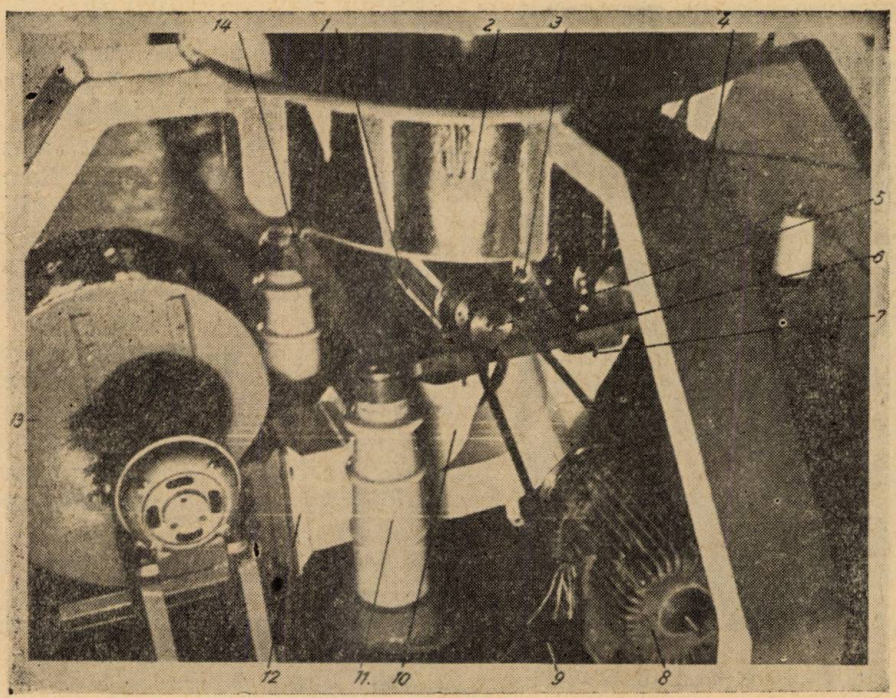


Fig. 8. Soclul : rama inferioară, motoarele de antrenarea benzilor și ventilatorul : *1* — rola motoare; *2* — manșon de susținere a coloanei izolante; *3* — colector de scurgere; *4* — picioarele de susținere ale manșonului; *5* — șaibă de transmisie; *6* — curea trapezoidală; *7* — pieptene ionizator de încărcare; *8* — motor asincron; *9* — șine de calare ale motoarelor; *10* — difuzor aerodinamic; *11* — izolatoare (35 kV) pentru susținerea ramei inferioare; *12* — camera de încălzire și uscare a aerului; *13* — ventilator; *14* — rama inferioară.

fusurile rolelor motoare. Tot pe cadru avem montați suporții pentru ionizatorii de încercare și pieptenii colectori (fig. 1).

S-au utilizat două feluri de role libere : o pereche confecționată din oțel cu ϕ 100 mm și lungime 395 mm, iar a doua pereche, confecționată din polivinil pentru funcționarea autoexcitat, cu ϕ 111 mm și lungime 380 mm.

Rolele motoare la rîndul lor de asemenea s-au preconizat în două tipuri : din oțel și cauciuc tare cu ϕ 100 mm și lungime 395 mm.

Suprafața de rulare a rolelor este polizată. S-a observat în timpul încercărilor că benzile au o pronunțată alunecare pe rolele motoare de oțel și o foarte bună aderență pe rolele de cauciuc.

Pentru ca benzile în timpul funcționării să nu alunece lateral de pe role, suprafața de rulare a rolelor are o ușoară convexitate.

Rolele au fost echilibrate dinamic pentru a nu produce vibrații mecanice.

Sistemul care pune în mișcare benzile a fost astfel conceput încît să permită înlocuirea benzilor cu mare ușurință.

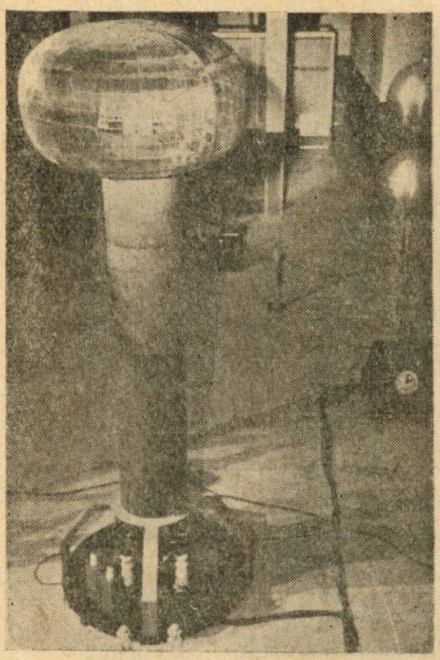


Fig. 9. Statitron 1 000 kV (ansamblu).

Într-una din experiențele de reglare a statitronului, distanța dintre axele rolelor motoare și cele libere s-a potrivit la 3 775 mm, benzile fiind întinse cu mult sub limita lor de elasticitate.

F. *Excitația.* Schema electrică a excitației este reprezentată în fig. 1. Rama inferioară poate lua un potențial pozitiv sau negativ, (în cazul nostru pînă la 30 kV), după cum electrodul urmează să fie încercat cu sarcini negative sau pozitive.

Schimbarea de polaritate a electrodului se face cu ajutorul unui comutator bipolar (*K*, fig. 1).

Redresarea se realizează cu kenotroane (fig. 1). Cînd se lucrează cu statitron autoexcitat instalația de redresare rămîne deconectată.

G. *Ventilația.* Statitronul fiind de tipul în aer liber, funcționarea lui depinde în mare măsură, de condițiile atmosferice în care lucrează.

În acest sens, pentru a împiedica cît mai mult posibil, scurgerea și alunecarea sarcinilor electrice pe suprafața interioară a coloanei și pe benzi, s-a stabilit în interiorul coloanei un microclimat cu aer condiționat cu umiditate maximă 40÷50%. Pentru obținerea aerului condiționat s-a prevăzut un ventilator la baza coloanei care injectează un puternic curent de aer încălzit și uscat, care asigură o bună convecție de aer în lungul benzilor.

Folosirea aerului cu mișcare ascensională prin coloană, mai are avantajul că asigură o rapidă și o eficace eliminare a ozonului foarte dăunător, care ia naștere în mare cantitate la dispozitivele de ionizare, încălzirea și uscarea aerului se face într-o cameră specială intercalată între ventilator și cele două difuzoare (fig. 6 și fig. 8). La nevoie, pentru o mai eficace uscare a benzilor, pe rama inferioară se poate monta un dispozitiv de încălzire cu infraroșu. Insuflarea aerului în coloană se face cu ajutorul unui ventilator centrifugal de $3\,000\ \text{rot} \cdot \text{min}^{-1}$ (fig. 6 și fig. 8), care imprimă aerului prin coloană o mare viteză.

Ventilația se face în circuit deschis și este reprezentată schematic în fig. 6.

Baleiajul cu aer a dispozitivelor de ionizare de la rolele motoare se face cu ajutorul a două difuzoare cu profil aerodinamic (fig. 6 și fig. 8), iar refularea aerului în atmosferă se face prin orificiul de evacuare prevăzut la partea superioară a electrodului.

H. *Benzile transportoare.* Statitronul funcționează cu două benzi de cauciuc de grosime 0,5 mm și lățime 350 mm.

S-au efectuat încercări cu benzi de cauciuc și benzi de cauciuc cu inserție de pînză obținîndu-se rezultate satisfăcătoare în ambele cazuri. Benzile de cauciuc permit o alungire mare, iar benzile cu inserție de pînză au alungire mai redusă. De acest lucru trebuie să se țină seama la întinderea corespunzătoare a benzilor între cele două role.

Joncțiunea capetelor benzii s-a realizat prin lipire, tăietura fiind făcută sub un unghi de 45° pentru a asigura o rulare fără bătăi a benzii și o mai mare rezistență mecanică a lipirii.

În timpul funcționării statitronului benzile rulează liniștit și nu s-au produs atingerii între laturile lor datorită efectului electrostatic.

I. *Ionizatorii.* Dispozitivele de ionizare au forma unui pieptene fiind confecționate dintr-o bară metalică în care s-au fixat prin presare ace de patefon (fig. 7) distanțate între ele cu 2 mm.

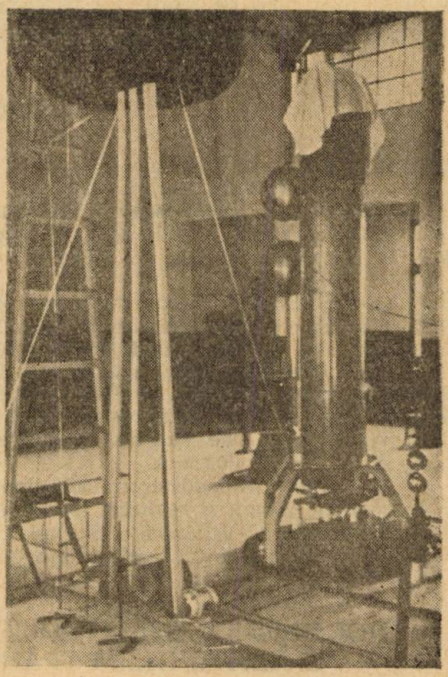


Fig. 10. Experimentarea unor role din materiale izolante diferite pentru funcționarea statitronului autoexcitat.

Pentru o funcționare eficace a ionizatorilor ansamblul de ace acoperă întreaga lățime a benzii. Bara, suport de ace, se poate roti și deplasa, permițînd o largă variație a unghiului de înclinare a acelor și a distanței la bandă.

III. REZULTATE EXPERIMENTALE

Primele încercări s-au efectuat în următoarele condițiuni : electrodul acoperit cu plasă metalică, rolele libere confecționate din polivinil, rolele motoare din oțel, benzile de cauciuc fără inserție de pînză și schema electrică a fost conectată pentru funcționarea statitronului autoexcitat.

În această situație, între electrodul de înaltă tensiune și un electrod sferic cu diametrul de 103 mm, legat la pămînt, s-a putut produce o scînteie electrică de lungime 980 mm.

Încăperea în care s-au efectuat încercările a fost complet ecranată cu o plasă de sîrmă aşezată în perete şi pusă la pămînt.

Distanţa de la electrod la perete depăşind în orice direcţie 2 000 mm s-a renunţat la suspendarea cortinelor de mipolam sau hîrtie în jurul electrodului.

În prezent instalaţia se află la Institutul politehnic din Bucureşti, servind mai ales ca material didactic pentru studenţi în cadrul lucrărilor practice la laboratorul de înaltă tensiune.

BIBLIOGRAFIE

1. S. A. Bobkovskii şi colevtiv, Vîsokovoltnîi elektrostaticeskii ghenerator, J.T.F. T IX. vîp 28, 1939.
2. A. Bouwers, *Elektrische Höchstspannungen* (1939), Berlin.
3. E. E. Charlton and H. S. Hubbard, Gen. El. Rev. Nr. 7, (1940).
4. I. D. Craggs and J. M. Meek, *High voltage laboratory technique*, (1954), London.
5. N. G. Drozdov, *Electricitatea statică în industrie*, (1952).
6. E. Cartner, Rev. Gén. de l"Électr. T. 62, Nr. 2, (1953).
7. F. Heise, Erreguns und Transportvorgänge an einer selbsterregenden Van de Graaff maschinen, Z. Physik 116—39 (1940).
8. P. Jolinet, Rev. Gén. de l'Électr. T. 62, Nr. 1, (1953).
9. A. F. Joffe, Elektrostaticeskii ghenerator, J.T.F., T IX. vîp. 23 (1939).
10. V. W. Lown, The Van de Graaff generator, Electronic Eng. 7, 61 (1949).
11. E. A. Meerovici i A. A. Kuznețov, Elektrostaticeskii ghenerator s lentocinîm transporterom izobretenie B. I. Ugriumova, Elektricestvo nr. 21 (1952).
12. I. Suciu, *Studii şi realizări electrotehnice*, Craiova, (1958), ed. I.T.C.
13. L. Verebély, Villamos erőátvitel, I, old. 461.
14. A. A. Vorobiev, *Sverhvisokie elektriceskie nepriajenia*, GEI, (1955).

ПОСТРОЙКА ЭЛЕКТРОСТАТИЧЕСКОГО ГЕНЕРАТОРА С ЛЕНТОЧНЫМ ТРАНСПОРТЁРОМ В 1 000 KV

(Вторая часть)

(РЕЗЮМЕ)

В работе показывается проектировочные элементы, строительное осуществление и даннье о претварительных работ в связи с пуском электростатического генератора в 1 000 кв Тина Ван де Грааффа с работой в обыкновенной воздушной среде.

DER BAU EINES ELEKTROSTATISCHEN GENERATORS VON 1 000 kV MIT LAUFENDEM BAND

(II. TEIL)

(ZUSAMMENFASSUNG)

In der Arbeit werden die Entwurfelemente, Ausführungsprobleme und Angaben über die Vorversuche gelegentlich der Inbetriebsetzung einer elektrostatischen Freiluft — Van de Graaf — Generators von 1 000 kV vorgezeigt.

O METODĂ DE MODELARE A FUNCȚIILOR DE TRANSFER RAȚIONALE

DE

M. PREDA, C. BELEA

Se studiază posibilitatea modelării funcțiilor de transfer raționale, exprimate prin raportul a două polinoame întregi în s, cu ajutorul unui număr redus de amplificatoare operaționale și folosind circuite auxiliare R—C.

Schema propusă conține circuite R—C simple, cu parametri invariabili, a căror conectare la un calculator analogic permite varierea coeficienților funcției de transfer cu ajutorul potențiometrelor acestuia.

Soluția dată, prin reducerea numărului de amplificatoare operaționale necesare modelării unui sistem dat, lărgește considerabil capacitatea de modelare a calculatoarelor analogice. În același timp schema propusă prezintă interes în sinteza funcțiilor de transfer folosind circuite active.

Ideea care stă la baza metodei propuse de sinteză a funcției de transfer

$$F(s) = -\frac{M(s)}{N(s)} = -\frac{\sum_{k=0}^{n} a_k s^k}{\sum_{k=0}^{n} b_k s^k} \tag{1}$$

este aceea a realizării acestor polinoame cu coeficienți variabili la numărătorul admitanțelor de transfer la scurtcircuit Y_A, Y_B al căror raport intervine în expresia funcției de transfer a circuitului reprezentat în schema din figura 1.

Prin identitatea circuitelor A și B se asigură admitanțelor de transfer Y_A și Y_B un același numitor $P(s)$.

Se mai observă că obținerea coeficienților corespunzători de la numărătorul acestor admitanțe se poate asigura printr-o alegere adecvată a coeficienților termenilor corespunzători descompunerii în fracții simple a expresiilor acestor admitanțe

$$Y_A = \frac{M(s)}{P(s)}; \quad Y_B = \frac{N(s)}{P(s)}. \tag{2}$$

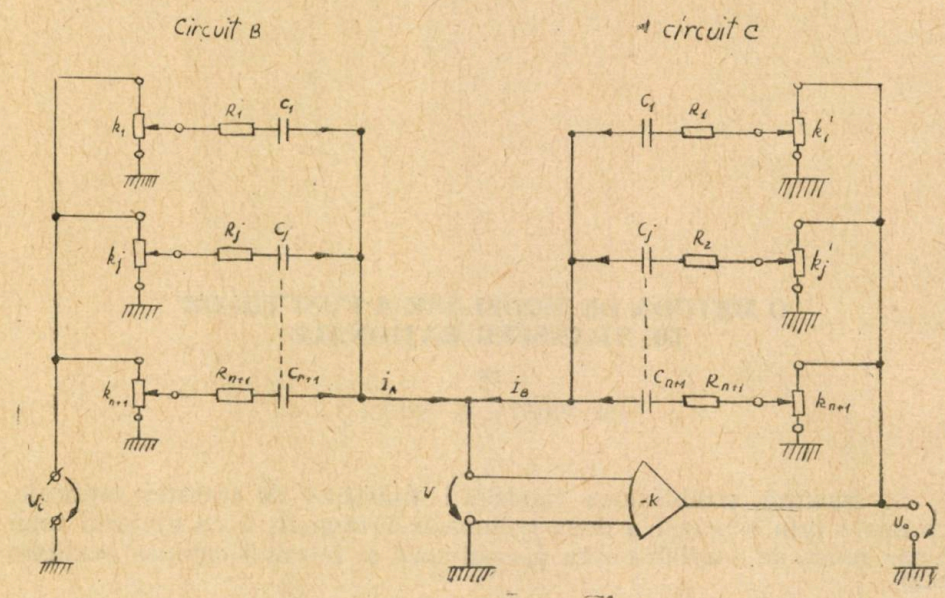


Fig. 1. Schema circuitului de modelare.

Astfel, cu ajutorul circuitului reprezentat în fig. 1 se obține [1] funcția de transfer

$$F(s)=-\frac{Y_A}{Y_B}=-\frac{\frac{M(s)}{P(s)}}{\frac{N(s)}{P(s)}}=-\frac{M(s)}{N(s)}. \tag{3}$$

În paragrafele care urmează se demonstrează cele afirmate mai sus și se indică metoda de calcul al valorilor coeficienților potențiometrelor în funcție de valorile coeficienților a_k, b_k și de valorile parametrilor circuitelor pasive R—C utilizate.

1. CALCULUL FUNCȚIEI DE TRANSFER

Contribuția circuitului elementar j la curentul total I_A de scurtcircuit. (fig. 2), este

$$I_{j,\,sc}=\frac{k_j U_i}{R_j+\frac{1}{sC_j}}=k_j\cdot\frac{sC_j}{1+R_jC_js}U_i. \tag{4}$$

Notînd constanta de timp a circuitului j cu

$$T_j=R_jC_j,\ \text{pentru}\ j=1,\ldots,n+1, \tag{5}$$

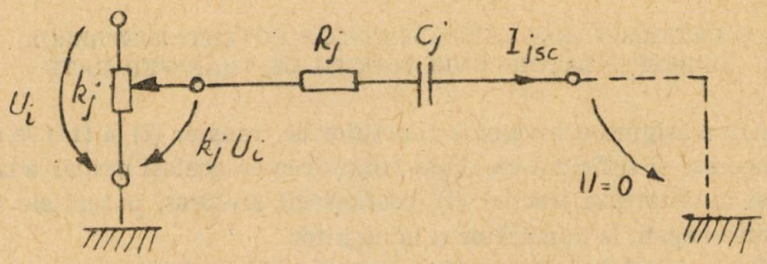


Fig. 2. Circuitul elementar tip al rețelei pasive.

curentul total la scurtcircuit al circuitului A se exprimă

$$I_A = \sum_{i=1}^{n+1} I_{j,\,sc} = \sum_{i=1}^{n+1} \frac{sk_jC_j}{1+T_js}\, U_i. \tag{6}$$

Rezultă admitanța de transfer la scurtcircuit a circuitului A

$$Y_A = \left(\frac{I_A}{U_i}\right)_{U=0} = \sum_{j=1}^{n+1} \frac{sk_jC_j}{T+T_js}. \tag{7}$$

Se notează

$$K_j = k_jC_j, \text{ pentru } j=1, \ldots, n+1 \tag{8}$$

și se obține

$$Y_A = s\,\frac{\sum\limits_{h=1}^{n+1} K_h\left[\prod\limits_{j=1}^{n+1}(1+T_js)\right]}{\prod\limits_{j=1}^{n+1}(1+T_js)} = s\,\frac{\sum\limits_{h=1}^{n+1} K_h\left\{1+sS_h^{(1)}+\ldots+s^nS_h^{(n)}\right\}}{\prod\limits_{j=1}^{n+1}(1+T_js)} \tag{9}$$

cu $S_h^{(k)}$ s-a notat suma tuturor produselor de k termeni din șirul

$$T_1,\ T_2, \ldots, T_{h-1},\ T_{h+1}, \ldots, T_{n+1}.$$

Analog pentru admitanța de transfer la scurtcircuit a circuitului B se obține

$$Y_B = s\,\frac{\sum\limits_{h=1}^{n+1} K_h'\left\{1+sS_h^{(1)}+\ldots+s^nS_h^{(n)}\right\}}{\prod\limits_{j=1}^{n+1}(1+T_js)}. \tag{10}$$

Cu urmare, [2], funcția de transfer a întregului circuit reprezentat în figura 1 este

$$F(s) = \frac{\sum\limits_{i=0}^{n} s^i \sum\limits_{h=1}^{n+1} K_hS_h^{(i)}}{\sum\limits_{i=1}^{n} s^i \sum\limits_{h=1}^{n+1} K_h'S_h^{(i)}} \tag{11}$$

cu $S_k^{(0)} = 1$.

2. DETERMINAREA COEFICIENȚILOR POTENȚIOMETRELOR CORESPUNZĂTORI UNEI FUNCȚII DE TRANSFER DATE

Pentru a asigura echivalența funcțiilor de transfer (1) și (11) se observă că este necesar și suficient ca, după înmulțirea cu același număr a numărătorului și numitorului fracției (1), coeficienții acelorași puteri ale lui s să fie respectivi egali, la numărător și la numitor.

Astfel condiția de echivalență se exprimă prin relațiile

$$\begin{aligned} &\sum_{h=1}^{n+1} K_h = \alpha a_0 \\ &\sum_{h=1}^{n+1} K_h S_h^{(1)} = \alpha a_1 \\ &\vdots \\ &\sum_{h=1}^{n+1} K_h S_h^{(n)} = \alpha a_n \end{aligned} \qquad (12) \qquad \begin{aligned} &\sum_{h=1}^{n+1} K'_h = \alpha b_0 \\ &\sum_{h=1}^{n+1} K'_h S_h^{(1)} = \alpha b_1 \\ &\\ &\sum_{h=1}^{n+1} K'_h S_h^{(n)} = \alpha b_n \end{aligned} \qquad (13)$$

care, cu notații evidente, se pot pune sub formele matriceale

$$\begin{aligned} [S]\,[K] &= \alpha\,[a] \\ [S']\,[K'] &= \alpha\,[b]. \end{aligned} \qquad (14)$$

Pentru determinarea coeficienților K_h, K'_h ai potențiometrelor este necesară inversarea matricei $[S]$, obținîndu-se

$$\begin{aligned} [K] &= \alpha\,[S]^{-1}\,[a] \\ [K'] &= \alpha\,[S]^{-1}\,[b]. \end{aligned} \qquad (15)$$

Din ecuațiile (12) și 13) se observă că pentru valorile K_h și K'_h pot rezulta și valori negative la $a_0, a_1, \ldots, a_n$ și $b_0, b_1, \ldots, b_n$ și matrice $[S]$ date. Astfel de valori negative ale coeficienților K și K' se pot obține folosind inversoare de tensiune, așa cum se indică în schema din figura 3.

3. CALCULUL PARAMETRILOR CIRCUITULUI *R—C* ȘI DETERMINAREA VALORILOR POTENȚIOMETRELOR

Pentru modelarea aproximativă a timpului mort (timpul de întîrziere) a funcțiilor Butterworth, Cebîșev etc. este suficient să se considere cazul particular $n=5$.

Alegînd de exemplu

$$T_1 = T\,; \quad T_2 = 2T\,; \quad T_3 = 3T\,; \quad T_4 = 4T\,; \quad T_5 = 5T, \qquad (16)$$

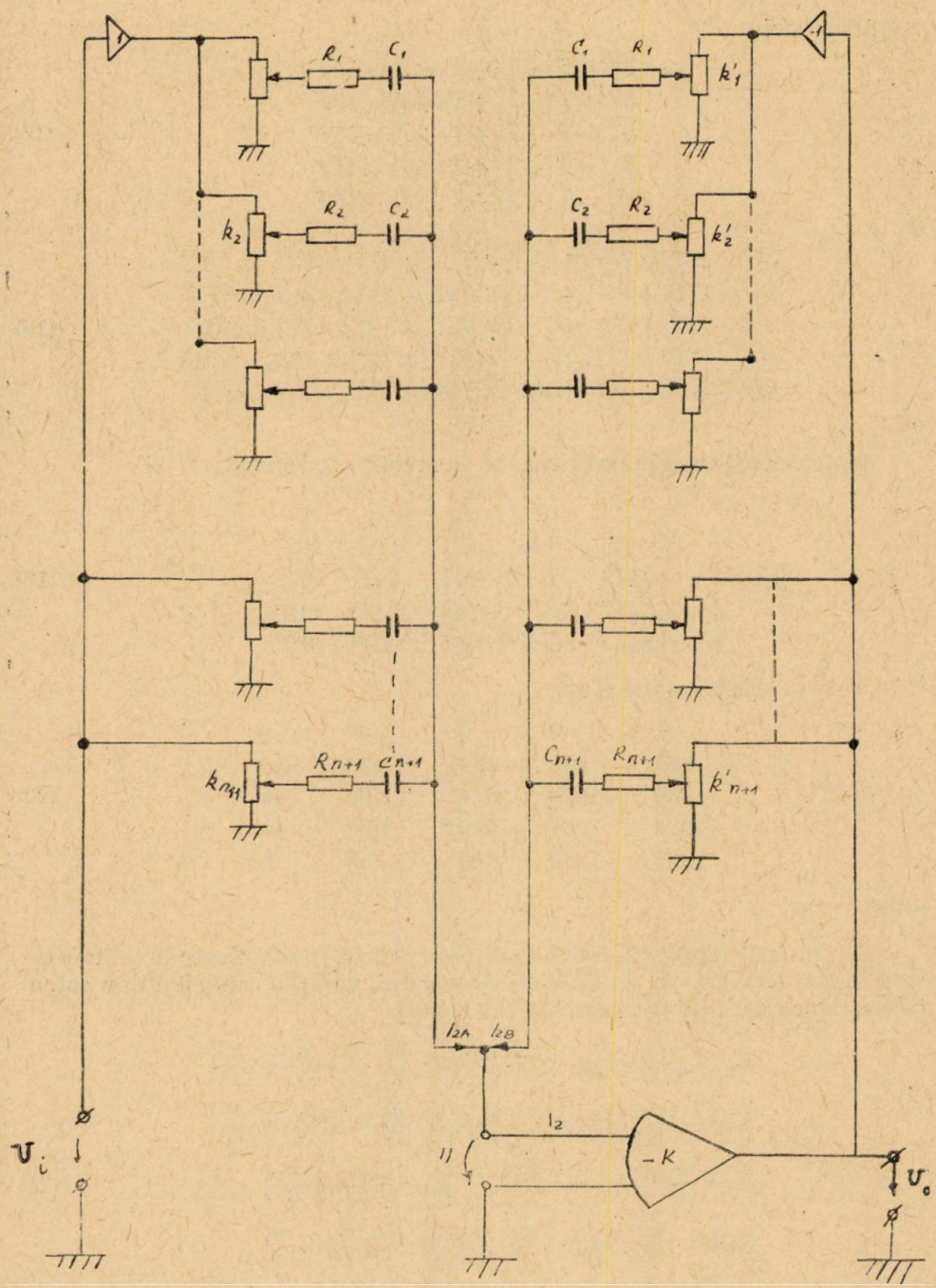


Fig. 3. Schema generală a circuitului de modelare cu inversoare de tensiune.

rezultă sumele

$$\begin{aligned} S_1^{(1)} &= T_2+T_3+T_4+T_5=14T \\ S_2^{(1)} &= T_1+T_3+T_4+T_5=13T \\ S_3^{(1)} &= T_1+T_2+T_4+T_5=12T \\ S_4^{(1)} &= T_1+T_2+T_3+T_5=11T \\ S_5^{(1)} &= T_1+T_2+T_3+T_4=10T \end{aligned} \tag{17}$$

și

$$\begin{aligned} S_1^{(2)} &= T_2T_3+T_2T_4+T_2T_5+T_3T_4+T_3T_5+T_4T_5=71T^2 \\ S_2^{(2)} &= T_1T_3+T_1T_4+T_1T_5+T_3T_4+T_3T_5+T_4T_5=59T^2 \\ S_3^{(2)} &= T_1T_2+T_1T_4+T_1T_5+T_2T_4+T_2T_5+T_4T_5=49T^2 \\ S_4^{(2)} &= T_1T_2+T_1T_3+T_1T_5+T_2T_3+T_2T_5+T_3T_5=41T^2 \\ S_5^{(2)} &= T_1T_2+T_1T_3+T_1T_4+T_2T_3+T_2T_4+T_3T_4=35T^2 \end{aligned} \tag{18}$$

etc. . . .

Matricea $[S]$ corespunzătoare are în acest caz expresia

$$[S]=\begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 14T & 13T & 12T & 11T & 10T \\ 71T^2 & 59T^2 & 49T^2 & 41T^2 & 35T^2 \\ 154T^3 & 107T^3 & 78T^3 & 61T^3 & 50T^3 \\ 120T^4 & 60T^4 & 40T^4 & 30T^4 & 24T^4 \end{bmatrix} \tag{19}$$

Inversa acestei matrice este

$$[S]^{-1}=\begin{bmatrix} 1 & -\theta & \theta^2 & -\theta^3 & \theta^4 \\ -64 & 32\theta & -16\theta^2 & 8\theta^3 & -4\theta^4 \\ 486 & -162\theta & 54\theta^2 & -18\theta^3 & 6\theta^4 \\ -1024 & 256\theta & -64\theta^2 & 16\theta^3 & -4\theta^4 \\ 625 & -125\theta & 25\theta^2 & -5\theta^3 & \theta^4 \end{bmatrix} \tag{20}$$

unde $\theta=\frac{1}{T}$.

Se remarcă faptul că o astfel de inversare de matrice este practic necesară numai odată — la proiectarea circuitului, valorile coeficienților potențiometrelor rezultînd din relațiile (20) și (15)

$$\begin{aligned} K_5 &= \frac{\alpha}{24}\left(625a_0-125\frac{a_1}{T}+25\frac{a_2}{T^2}-5\frac{a_3}{T^3}+\frac{a_4}{T^4}\right) \\ K_4 &= -\frac{\alpha}{6}\left(256a_0-64\frac{a_1}{T}+16\frac{a_2}{T^2}-4\frac{a_3}{T^3}+\frac{a_4}{T^4}\right) \\ K_3 &= \frac{\alpha}{4}\left(81a_0-27\frac{a_1}{T}+9\frac{a_2}{T^2}-3\frac{a_3}{T^3}+\frac{a_4}{T^4}\right) \\ K_2 &= -\frac{\alpha}{6}\left(16a_0-8\frac{a_1}{T}+4\frac{a_2}{T^2}-2\frac{a_3}{T^3}+\frac{a_4}{T^4}\right) \\ K_1 &= \frac{\alpha}{24}\left(a_0-\frac{a_1}{T}+\frac{a_2}{T^2}-\frac{a_3}{T^3}+\frac{a_4}{T^4}\right) \end{aligned} \tag{21}$$

respectiv

$$
\begin{aligned}
K'_5 &= \frac{\alpha}{24}\left(625b_0 - 125\frac{b_1}{T} + 25\frac{b_2}{T^2} - 5\frac{b_3}{T^3} + \frac{b_4}{T^4}\right)\\
K'_4 &= -\frac{\alpha}{6}\left(256b_0 - 64\frac{b_1}{T} + 16\frac{b_2}{T^2} - 4\frac{b_3}{T^3} + \frac{b_4}{T^4}\right)\\
K'_3 &= \frac{\alpha}{4}\left(81b_0 - 27\frac{b_1}{T} + 9\frac{b_2}{T^2} - 3\frac{b_3}{T^3} + \frac{b_4}{T^4}\right)\\
K'_2 &= -\frac{\alpha}{6}\left(16b_0 - 8\frac{b_1}{T} + 4\frac{b_2}{T^2} - 2\frac{b_3}{T^3} + \frac{b_4}{T^4}\right)\\
K'_1 &= \frac{\alpha}{24}\left(b_0 - \frac{b_1}{T} + \frac{b_2}{T^2} - \frac{b_3}{T^3} + \frac{b_4}{T^4}\right).
\end{aligned}
\tag{22}
$$

Din cazul particular considerat se constată că există valori ale constantelor de timp pentru care, în raport de valorile coeficienților funcției de transfer, pot să rezulte valori negative pentru unii din coeficienții potențiometrelor $K_1, \ldots, K_5$, $K'_1 \ldots, K'_5$. Aceasta implică utilizarea a două inversoare de tensiune pentru realizarea coeficienților negativi (fig. 4).

În cele ce urmează se studiază modul cum trebuie alese constantele de timp T_j și T'_j pentru a evita, atunci cînd este posibil, utilizarea inversoarelor de tensiune.

4. CONDIȚIILE NECESARE ȘI SUFICIENTE DE REALIZARE A FUNCȚIEI DE TRANSFER CU UN SINGUR AMPLIFICATOR

Dacă în ecuațiile (12) se introduc notațiile

$$T_j = \alpha_j T, \quad j = 1, 2, \ldots, n+1$$

atunci coeficienții acestor ecuații devin

$$
\begin{aligned}
S_h^{(1)} &= A_h^{(1)} T, \quad A_h^{(1)} = \sum_{\substack{j=1\\ j\neq 1}}^{n+1} \alpha_j\\
S_h^{(2)} &= A_h^{(2)} T^2, \quad A_h^{(2)} = \sum_{\substack{i,\,j=1\\ i\neq j\neq h}}^{n+1} \alpha_i \alpha_j\\
S_h^{(n)} &= A_h^{(n)} T^n, \quad A_h^{(n)} = \alpha_1 \alpha_2 \ldots \alpha_{h-1}\alpha_{h+1}\ldots\alpha_{n+1}.
\end{aligned}
\tag{23}
$$

Cu aceste notații sistemul de ecuații (12) ia forma

$$
\begin{aligned}
&\sum_{h=1}^{n+1} K_h = \alpha a_0\\
&\sum_{h=1}^{n+1} A_h^{(1)} K_h = \alpha \frac{a_1}{T}\\
&\quad\cdots\cdots\cdots\\
&\sum_{h=1}^{n+1} A_h^{(n)} K_h = \alpha \frac{a_n}{T^n}
\end{aligned}
\tag{24}
$$

Interesează în mod deosebit cazul în care soluţia ecuaţiilor (24) este nenegativă.

$$K_h \geqslant 0 \quad h=1, 2, \ldots, n+1.$$

Referitor la acest caz se poate demonstra următoarea teoremă :

T e o r e m a. *Dacă toţi termenii din partea dreaptă a sistemului (24) sînt pozitivi, iar coeficienţii* $a_0, a_1 \ldots a_4$ *formează un polinom*

$$a_0x^n - a_1x^{n-1} + \ldots + (-1)^{n-1}a_{n-1}x + (-1)^n a_n \tag{25}$$

care are toate rădăcinile x_i *distincte, reale şi pozitive formînd pe semiaxa pozitivă* $n+1$ *segmente, atunci coeficienţii pozitivi* $\alpha_1, \alpha_2 \ldots \alpha_{n+1}$ *se pot alege în aşa fel încît să satisfacă relaţiile*

$$x_{i-1} < T\alpha_i < x_i \text{ pentru}$$

$$i=1, 2, \ldots, n+1,$$

$$x_{n+1}=0, \; x_0=\infty$$

şi soluţia sistemului va satisface condiţiile de nenegativitate $K_n \geqslant 0$, $h=1, 2, \ldots, n+1$.

D e m o n s t r a ţ i a. Condiţia ca toţi termenii din partea dreaptă să fie pozitivi, este evidentă. Celelalte condiţii se obţin folosind regula lui Cramer :

$$K_i = \frac{\Delta_i}{\Delta} \tag{26}$$

unde

$$\Delta = \begin{vmatrix} 1 & 1 & \ldots & 1 \\ A_1^{(1)} & A_2^{(1)} & \ldots & A_{n+1}^{(1)} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ A_1^{(n)} & A_2^{(n)} & \ldots & A_{n+1}^{(n)} \end{vmatrix}$$

iar Δ_i se obţine din Δ prin înlocuirea coloanei i cu coloana termenilor liberi din sistemul (24).

Determinantul Δ poate fi adus la forma

$$\Delta = \prod_{i=2}^{n+1} (\alpha_1 - \alpha_i) \prod_{j=3}^{n+1} (\alpha_2 - \alpha_j) \ldots (\alpha_n - \alpha_{n+1}) \tag{27}$$

iar determinanţii Δ_i se dezvoltă după coloana termenilor liberi

$$\Delta_i = \sum_{j=1}^{n+1} (-1)^{i+j} \frac{\alpha a_{j-1}}{T^{j-1}} \Delta_i^j \tag{28}$$

unde Δ_i^j sînt minorii determinantului Δ în dezvoltarea după $A_i^{(j-1)}$. Acești minori se pot dezvolta astfel

$$\Delta_i^j = \alpha_i^{n+1-j} \prod_{\substack{k=2 \\ k\neq i}}^{n+1} (\alpha_1 - \alpha_k) \prod_{\substack{k=1 \\ k\neq i}}^{n+1} (\alpha_2 - \alpha_k) \ldots$$

$$\ldots \prod_{k=i+1}^{n+1} (\alpha_{i-1} - \alpha_k) \prod_{k=i+2}^{n+1} (\alpha_{i+1} - \alpha_k) \ldots (\alpha_n - \alpha_{n+1}) .$$

Din dezvoltarea (27) rezultă că sistemul este compatibil numai dacă toți coeficienții α_i se disting unul de altul. În acest caz ei pot fi ordonați astfel : $\alpha_1 > \alpha_2 > \ldots > \alpha_n > \alpha_{n+1}$ și $\Delta > 0$. Atunci prin intermediul formulelor lui Cramer (26) condițiile $K_i \geqslant 0$ devin $\Delta_i \geqslant 0$ adică

$$(-1)^{i+1}\left[a_0\alpha_i^n - \frac{a_1}{T}\alpha_i^{n-1} + \ldots + (-1)^{n-1}\frac{a_{n-1}}{T^{n-1}}\alpha_i + (-1)^n\frac{a_n}{T^n}\right] \geqslant 0 \qquad (29)$$

$$i = 1, 2, \ldots, n+1$$

A apărut astfel polinomul (25), care poate fi scris astfel :

$$a_0(x - x_1)(x - x_2)\ldots(x - x_n) \; ; \; x_1 > x_2 > \ldots > x_n > 0.$$

Pentru $a_0 > 0$ și $x > x_1$ acest polinom este pozitiv și deci trebuie să avem $T\alpha_1 = x \in [x_1, \infty]$; $T\alpha_2 = x \in [x_2, x_1]$; ... $T\alpha_{n+1} = x \in [0, x_n]$, pentru ca toate condițiile (29) să fie îndeplinite. Teorema este demonstrată.

Se pot indica și formulele de calcul pentru soluția căutată. Acestea sînt :

$$K_i = \alpha \sum_{j=1}^{n+1} (-1)^{i+j} \frac{a_{j-1}}{T^{j-1}} \alpha_i^{n+1-j} \frac{1}{(\alpha_1 - \alpha_i)(\alpha_2 - \alpha_i)\ldots(\alpha_{i-1} - \alpha_i) \prod_{k=i+1}^{n+1} (\alpha_i - \alpha_k)}$$

$$i = 1, 2, \ldots n+1. \qquad (30)$$

Prin alegerea coeficienților α în concordanță cu cerințele teoremei se obțin toți coeficienții K_i pozitivi.

Condiții similare se impun și pentru coeficienții K_i' Dacă funcția de transfer oferă posibilitatea satisfacerii simultane a acestor condiții, atunci ea poate fi realizată cu un singur amplificator operațional. În caz contrar, pentru realizarea funcției de transfer mai sînt necesare unul respectiv două inversoare de tensiune.

BIBLIOGRAFIE

1. Jackson, A. S., Analog computations, Mc. Graw-Hill Book Company, Inc. New-York, 1960.
2. Paul, T. A., Simulation of rational transfer functions with adjustable coefficients, Proc. I.E.E., London, 1963, Vol. 110, No. 4.
3. Paul, T. A., Realisation of fourth — order rational transfer functions with adjustable coefficients, Proc. I.E.E., London, 1964, Vol. 111, No. 5.
4. Fifer Stanley, Analog computation, Mc. Graw-Hill Book Company, Inc., New-York, 1961.

5. Wadha, L. K., Simulation by a Single Operational Amplifier of Thirdorder Transfer Functions hoving a Pole at the Crigin, The Radio and Electronic Engineer, London, 1964, Vol. 27, Nr. 5, pp. 373—380.
6. Keen, A. W., Active nonreciprocal realisation of the compact symmetrical network for transfer-function synthesis, Proc. I.E.E., London, 1964, Vol. 111, No. 6.
7. Lhote, F., Manesse, G., Metode pentru simularea unui sistem liniar oarecare pe un calculator analogic, R.G.E., Paris, 1964, Franţa 73 nr. 11, p. 577—599.
8. McCamey, R. E., Thaler, G. I., Design of Some Active Compensators of Feedback Controls, I.E.E.E. Transactions an Applications and Industry, New-Ycrk, 1963, No. 66, pp. 84—89.
9. Smolov, V. B., Lebedev, A. N., ş. a., Vîcislitelnie Maşinî neprerivnovo deistvia, izdatelstvo, Visşaia şcola, Moscva, 1964.

МЕТОД МОДЕЛИРОВАНИЯ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ФУНКЦИЙ

(РЕЗЮМЕ)

Изучается возможность моделирования рациональных передаточных функций, выраженных соотношением двух целых многочленов по s, с пониженным числом операциональных усилителей, применяя дополнительные цепи $R—C$.

Предлагаемая схема содержит цепи $R—C$ простые с неизменными параметрами, включение которых в аналогичовый вычислитель позволит изменить коэффициенты передаточной функции при помощи потенциометров счетчика.

Данное решение при уменьшении числа операциональных усилителей необходимых для моделирования данной системы, расширяет возможность моделирования аналоговых вычислителей. В то-же время предложенная схема представляет интерес для синтеза передаточных функций с применением активных цепей.

UNE MÉTHODE DE MODELER DES FONCTIONS DE TRANSFERT RATIONNELLES

(RÉSUMÉ)

On étudie la possibilté de modeler une fonction rationnelle exprimée par le raport de deux polynômes entiers en s, à l'aide d'un nombre réduit d'amplificateurs opérationnel et avec des réseaux auxiliares $R—C$.

Le schéma proposé contient des réseaux simples $R—C$, à paramètres variables les quels, connectés à un calculateur analogique, permettent la variation des coefficients de la fonction de transfert à l'aide de ces potentiomètres.

La solution donnée permet la réduction du nombre d'amplificateurs opérationnels nécesaires pour le modelage d'un système donné et donc augments considérablement la capacité de modelage de celui-ci. La solution présente, aussi, de'l'intérêt dans la synthèse des fonctions de transfert à l'aide des réseaux actives.

MODELAREA NUMERICĂ A SISTEMELOR DINAMICE NELINIARE COMPLEXE

DE

C. BELEA

1. Dezvoltarea și utilizarea tot mai largă a mașinilor numerice de calcul, a dus la dezvoltarea metodelor numerice de analiză, care constituie obiectul analizei numerice. Metodele numerice de integrare a ecuațiilor diferențiale sînt mai exacte decît metodele grafice și analogice. De aceea ele se aplică atunci cînd este necesară o precizie sporită, pe care metodele și mijloacele analogice de calcul nu o pot asigura. Utilizarea calculatoarelor numerice pentru rezolvarea unor probleme asemănătoare cu cele rezolvate pe calculatoarele analogice se numește modelare numerică. Pentru a efectua o modelare numerică este necesară o formă matematică adecvată de reprezentare a sistemului dinamic și un algoritm de calcul numeric corespunzător.

În comunicare se prezintă un algoritm de calcul numeric pornind de la forma cea mai comodă de reprezentare inginerească a fenomenelor dinamice liniare — funcția de transfer — și a celor neliniare — caracteristici grafo-analitice [1]—[8].

2. Reacția $x(t)$ a unui element sau sistem dinamic liniar de ordinul n, care are funcția de transfer $Y(D)$, la un semnal $f(t)$, fig. 1, se poate calcula numeric cu ajutorul formulei :

$$x(k\tau) = Y\left(\frac{2}{\tau}\right) f(k\tau) + \gamma(k\tau) \qquad (1)$$

$$k = n, n+1 \ldots$$

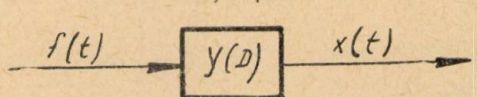


Fig. 1. Sistem dinamic liniar.

unde $\gamma(k\tau)$ reprezintă „istoria" procesului, care se poate evalua numeric prin expresia :

$$\gamma(k\tau) = \sum_{i=1}^{n} \{\alpha_{n-i}(\tau) x[(k-i)\tau] + \beta_{n-i}(\tau) f[(k-i)\tau]\} \qquad (2)$$

$$k = n, n+1, \ldots$$

Valorile coeficienților din formula (2) se pot calcula cu orice precizie dorită folosind formulele stabilite în lucrarea [1]. Intervalul τ se determină din condiția ca eroarea de metodă [1] să nu depășească o valoare dată ε_k. Pentru calculul acestui interval se poate utiliza formula :

$$\tau \leqslant \sqrt[3]{\frac{12\varepsilon_x}{x'''(k\tau)}} \tag{3}$$

Derivata $x'''(k\tau)$ din formula (3) se poate obține cu ajutorul unui subprogram adecvat.

Valorile inițiale $x(0)$, $x(\tau), \ldots, x[(n-1)\tau]$, care intră în formula (2), de asemenea se obțin cu ajutorul unui supraprogram, în funcție de condițiile inițiale $x(0)$, $x'(0), \ldots, x^{n-1}(0)$ Algoritmul acestui subprogram se poate lua din lucrarea amintită mai sus [1].

3. Formula (1) este nu numai o formulă de calcul numeric, ci și o formulă de analiză. Astfel, pentru analiza stabilității sistemului automat liniar se poate lua $f(t)=0$, $x(0)=1$, $x'(0)=\ldots=x^{n-1}(0)=0$.

Pentru aceste condiții, formula (1) dă :

$$x(k\tau)=\gamma(k\tau)=\gamma_k, \quad k=0, 1, 2, \ldots \tag{4}$$

unde, conform formulei (2)

$$\begin{aligned}
&\gamma_0=1\\
&\gamma_1=\alpha_{n-1}\\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\\
&\gamma_n=\alpha_{n-1}\gamma_{n-1}+\ldots+\alpha_1\gamma_1+\alpha_0\\
&\gamma_{n+1}=\alpha_{n-1}\gamma_n+\ldots+\alpha_1\gamma_2+\alpha_0\gamma_1\\
&\cdots\cdots\cdots\cdots
\end{aligned} \tag{5}$$

Șirul de valori $\gamma(k\tau)$, $k=0, 1, 2, \ldots$, care se obține cu ajutorul relațiilor (5), permite să se aprecieze dacă sistemul este stabil, instabil, oscilant, aperiodic, mai rapid sau mai lent.

Dacă șirul de valori $\gamma(k\tau)$, $k=0, 1, \ldots$ are o limită finită γ^* (în cazul de față $\gamma^*=0$) atunci sistemul este stabil. În caz contrar sistemul este instabil.

Cu cît convergența șirului γ_k este mai rapidă, cu atît sistemul are caracteristici dinamice mai bune.

Dacă limita γ^* se atinge prin valori unilaterale, atunci mișcarea este aperiodică. La sistemele oscilante această limită se atinge prin valori care descriu un proces oscilant în jurul punctului γ^*.

---

[1] Este vorba de faptul că formula (1) s-a obținut utilizînd metoda trapezelor la integrarea numerică. Restul formulei trapezelor sau eroarea de metodă este cu atît mai mică, cu cît pasul de integrare τ este mai mic. Formula (3) reprezintă condiția ca această eroare să nu depășească ε_x.

Şirul de valori (4) se obţine mai uşor (în cazul sistemelor de ordin superior) decît verificarea condiţiilor de stabilitate după Hurwitz sau Routh.

Printr-o alegere corespunzătoare a condiţiilor iniţiale şirul γ_k poate reprezenta funcţia pondere, funcţia indicială etc.

4. Se consideră acum un sistem neliniar, compus din elemente diferenţiale liniare, care la un loc totalizează ordinul n, şi din m elemente neliniare ireductibile, avînd argumentele de forma unor combinaţii liniare de coordonate. Ecuaţiile acestui sistem pot fi scrise sub forma iniţială [1]

$$Dx_k = \sum_{l=1}^{n} a_{kl}x_l + \sum_{j=1}^{m} b_{kj}f_j(z_j, t) \tag{6}$$

$$z_j = \sum_{l=1}^{n} c_{jl}x_l; \quad D = \frac{d}{dt}$$

$$k = 1, \ 2, \ \ldots, n$$

unde a, b, c sînt coeficienţi constanţi, iar $f_j(z_j, t)$ reprezintă funcţii neliniare date.

După cîteva transformări elementare sistemul de ecuaţii (6) poate fi adus la forma :

$$A(D)x_k(t) = \sum_{l=1}^{n} A_{lk}(D) \sum_{j=1}^{n} b_{lj}f_j(z_j, t) = \sum_{j=1}^{m} B_{kj}(D)f_j(z_j, t); \tag{7}$$

$$B_{lj}(D) = \sum_{i=1}^{n} b_{ij}A_{lk}(D); \quad z_j = \sum_{l=1}^{n} c_{jl}x_l$$

unde $A(D)$ reprezintă operatorul caracteristic al părţii liniare (determinantul caracteristic) :

$$A(D) = \begin{vmatrix} D-a_{11} & -a_{12} & \ldots & -a_{1n} \\ -a_{12} & D-a_{22} & \ldots & -a_{2n} \\ \ldots & \ldots & \ldots & \ldots \\ -a_{n1} & -a_{n2} & \ldots & D-a_{nn} \end{vmatrix} \tag{8}$$

iar A_{lk} (D) — complementul algebric al elementului din linia i şi coloana k al determinantului caracteristic $A(D)$.

Este esenţial faptul că operatorii $A_{lk}(D)$ sînt polinoame în D avînd ordinul cel mult n—1. Această observaţie se extinde şi asupra operatorilor $B_{jk}(D)$.

Sistemul de ecuaţii (7) este incomod deoarece argumentele funcţiilor neliniare z_j diferă de coordonatele x_k. După cum se ştie mişcarea într-un

[1] Această formă de ecuaţii se poate întîlni şi la sistemele automate cu autoadaptare [2]—[6].

sistem cu o singură neliniaritate se poate reprezenta printr-o singură ecuație diferențială în raport cu argumentul neliniarității. În mod analog, este util să reducem și aici numărul ecuațiilor de numărul neliniarităților m.

Pentru ca și în partea stîngă a ecuațiilor diferențiale (7) să apară z_l, se înmulțește ecuația coordonatei x_k cu c_{lk} și se face însumarea ecuațiilor după k (pentru fiecare l). Rezultă [1] :

$$A(D)z_l(t) = \sum_{k=1}^{n} c_{lk} \sum_{j=1}^{m} B_{kj}(D) f_j(z_j, t) =$$

$$= \sum_{j=1}^{m} C_{lj}(D) f_j(z_j, t); \quad C_{lj}(D) = \sum_{k=1}^{n} c_{lk} B_{kj}(D) \tag{9}$$

Ca și operatorii $B_{jk}(D)$, operatorii $C_{lj}(D)$ sînt polinoame în raport cu D avînd ordinul cel mult n—1.

5. Ecuațiile diferențiale (9) pot fi asociate unei scheme structurale cu m circuite închise conținînd fiecare cîte un element neliniar $f_j(z_j, t)$ și un element liniar cu funcția de transfer $Y_{jj}(D)$:

$$Y_{jj}(D) = \frac{C_{jj}(D)}{A(D)} \cdot$$

Între aceste circuite există legături diferențiale liniare caracterizate prin funcțiile de transfer :

$$Y_{lj}(D) = \frac{C_{lj}(D)}{A(D)} \cdot$$

pentru $l \neq j$.

În fig. 2 s-a considerat o clasă mai restrînsă de sisteme neliniare, frecvent întîlnite în reglarea și conducerea automată a proceselor și sistemelor

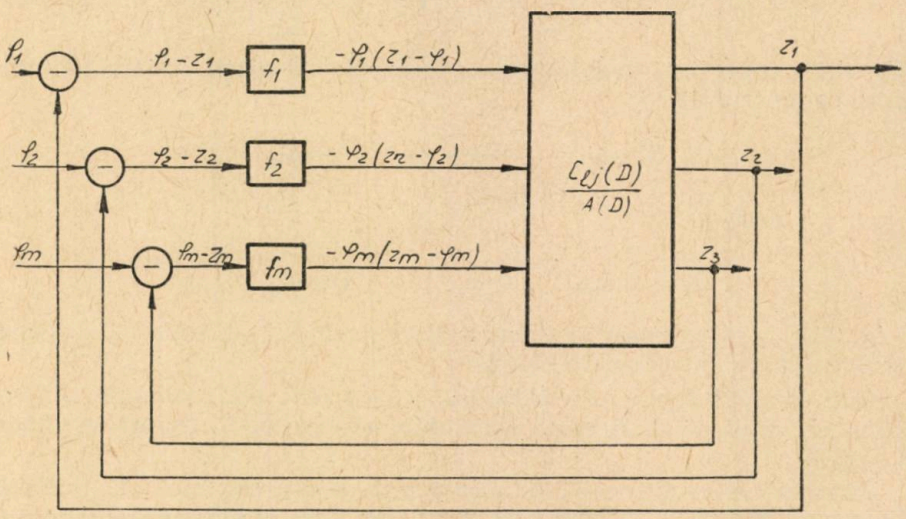


Fig. 2. Sisteme dinamice neliniare folosite în conducerea automată.

[1] Această formă se putea obține și pe altă cale [7].

dinamice. Particularitatea esențială a acestei scheme constă în faptul că dependența funcțiilor neliniare de timp s-a luat de forma unor deplasări paralele de-a lungul axelor argumentelor $z_j(t)$ datorită unor componente variabile $\varphi_j(t)$, care pot reprezenta semnale de comandă sau forțe perturbatoare :

$$f_j[z_j(t), t] = f_j[-z_j(t) + \varphi_j(t)] = -\psi_j[(z_j(t) - \varphi_j(t)] \tag{10}$$

Totodată s-a ținut seama că de obicei conexiunile inverse sînt negative.

Prezentarea metodei de modelare numerică se va face în continuare, pornind de la schema din fig. 2. Aceasta nu înseamnă însă că metoda nu se poate aplica și la alte tipuri de sisteme dinamice neliniare.

Partea liniară din fig. 2 poate fi transformată în așa fel, încît să se pună în evidență componentele directe și componentele încrucișate ale mărimilor de la intrare :

$$z_j(t) = \sum_{i=n}^{m} y_{ij}(t) \tag{11}$$

unde y_{ij} reprezintă componenta dată de neliniaritatea i la ieșirea j, definită prin ecuația diferențială liniară :

$$A(D)\, y_{ij}(t) = C_{ij}(D) f_i(t) \tag{12}$$

$$i, j = 1, 2, \ldots m$$

Componentele încrucișate $y_{ij}(i \neq j)$ se pot exprima în funcție de componentele directe y_{ii}. În acest scop se scoate din sistemul de ecuații (12) ecuația componentei directe și se rezolvă în raport cu f_i :

$$A(D)\, y_{ii}(t) = C_{ii}(D) f_i(t)$$

$$f_i(t) = \frac{A(D)}{C_{ii}(D)}\, y_{ii}(t)$$

Cu acestea, ecuațiile (12) devin :

$$y_{ij}(t) = \frac{C_{ij}(D)}{C_{ii}(D)}\, y_{ii}(t)$$

iar formula (11) devine :

$$z_j(t) = \sum_{i=1}^{m} Z_{ij}(D)\, y_{ii}(t); \quad Z_{ij}(D) = \frac{C_{ij}(D)}{C_{ii}(D)} \tag{13}$$

Cu aceste transformări se ajunge la o schemă structurală care se poate reprezenta sub formă de graf, ca în fig. 3.

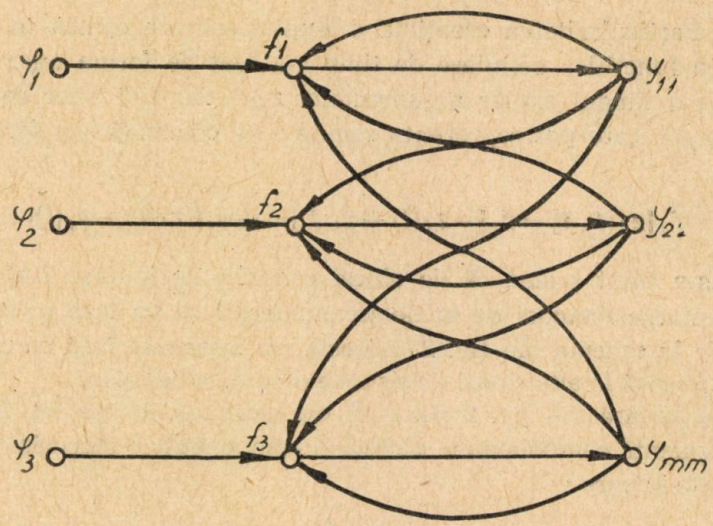


Fig. 3. Graful sistemului din fig. 2, după eliminarea componentelor încrucişate.

Ecuaţiile de bază ale sistemului sînt :

$$y_{ii}(t) = Y_{ii}(D) f_i(t)$$

$$f_i(t) = -\psi_i[z_i b(t) - \varphi_i(t)] \tag{14}$$

$$z_i(t) = \sum_{j=1}^{m} Z_{ij}(D) y_{ii}(t)$$

$$i = 1, 2, \ldots, m$$

unde $\psi_i(z_i - \varphi_i)$ sînt functii neliniare date.

6. Pentru integrarea numerică a ecuaţiilor (14) se aplică formulele (1) şi (2) şi rezultă [1] :

$$y_i(k\tau) = Y_i\left(\frac{2}{\tau}\right) f_i(k\tau) + \gamma_i^y(k\tau)$$

$$f_i(k\tau) = -\psi_i[z_i(k\tau) - \varphi_i(k\tau)] \tag{15}$$

$$z_i(k\tau) = \sum_{j=1}^{m} [z_{ij}\left(\frac{2}{\tau}\right) y_i(k\tau) + \gamma_j^z(k\tau)$$

$$i = 1, 2, \ldots, m; \quad k = 1, 2 \ldots$$

[1] Se renunţă la indicii dubli la coordonatele y şi se menţine un singur indice care după inlocuirea componentelor încrucişate delimitează fără echivoc coordonatele.

Dacă din aceste ecuații se elimină f_i și z_i rezultă :

$$Y_i\left(\frac{2}{\tau}\right)\psi_i\left\{\sum Z_{ij}\left(\frac{2}{\tau}\right)y_j(k\tau)+\gamma_j^z(k\tau)-\varphi_i(k\tau)\right\}=\gamma_i^y(k\tau)-y_i(k\tau) \qquad (16)$$

$$i=1, 2 \ldots m$$

sau mai scurt :

$$Y_i\left(\frac{2}{\tau}\right)\psi_i(y_1, y_2, \ldots, y_m, \varphi)=\gamma_i^y-y_i \qquad (17)$$

$$i=1, 2 \ldots m$$

S-au obținut astfel m ecuații neliniare în raport cu m necunoscute $y_i(k\tau)$, care se rezolvă pentru fiecare pas de integrare $k=1, 2 \ldots$ Soluțiile succesive permit să se construiască procesele dinamice după toate coordonatele y_i. Trecerea la alte coordonate ale sistemului, cum sînt z_i și f_j, se face folosind ecuațiile (15).

Ecuațiile (17) se pot rezolva ușor prin metoda iterației. Pentru ca procesul de iterație să fie convergent, dacă funcțiile ψ_i și derivatele lor parțiale în raport cu y_j sînt continue într-un domeniu G, în care se găsește soluția căutată $y_i^*(k\tau)$, este *suficient* (dar nu întotdeauna și necesar) să se îndeplinească condiția [8] :

$$\max_i\left|Y_i\left(\frac{2}{\tau}\right)\right|\sum_{j=i}^{m}\left|\frac{\partial\psi_i}{\partial y_j}\right|<1 \qquad (18)$$

În acest caz aproximațiile succesive

$$y_i^{(p+1)}(k\tau)=\gamma_i^y(k\tau)-Y_i\left(\frac{2}{\tau}\right)\psi_i[y_1^{(p)}(k\tau), \ldots, y_m^{(p)}(k\tau); \quad \varphi(k\tau)] \qquad (19)$$

$$i=1, 2 \ldots m$$

nu ies din domeniul G și converg către soluția unică $y_i^*(k\tau)$.

Condiția (18) poate fi îndeplinită întotdeauna, deoarece coeficienții $Y_i\left(\frac{2}{\tau}\right)$ pot fi reduși ori cît de mult prin reducerea corespunzătoare a pasului de integrare τ :

$$\lim_{\tau\to 0}Y_i\left(\frac{2}{\tau}\right)=\lim_{\tau\to 0}\frac{C_{ii}\left(\frac{2}{\tau}\right)}{A\left(\frac{2}{\tau}\right)}=0.$$

Se amintește că ordinul operatorilor $C_{ii}(D)$ este mai mic cu cel puțin o unitate decît ordinul operatorului caracteristic $A(D)$, definit prin determinantul caracteristic (8).

Pentru aplicarea metodei iterației este necesară o aproximație inițială $y_j^{(0)}(k\tau)$. Dacă sistemul de ecuații (17) are soluție unică și este îndeplinită condiția (18) în tot domeniul de existență al caracteristicilor neliniare,

atunci alegerea aproximației inițiale nu constituie o problemă, deoarece se poate porni de la ori ce aproximație inițială $y_j^{(0)}(k\tau)$ din acest domeniu. Dar dacă sînt posibile mai multe soluții, atunci trebuie determinat domeniul G al fiecărei soluții, sau cel puțin al soluției care interesează și din acest domeniu se pornește cu aproximarea inițială.

O construcție grafică simplă permite delimitarea celor două cazuri amintite, localizarea și chiar precizarea soluției căutate pînă la o anumită precizie, care depinde de acuratețea construcției grafice. Dacă această precizie este suficientă, atunci se poate considera sistemul de ecuații (17) rezolvat. În caz contrar, această soluție se ia drept aproximare inițială pentru calcul numeric, utilizînd mijloace de calcul simple sau electronice, după cum sistemul este mai simplu sau mai complicat.

8. Metoda prezentată aici se poate aplica și în cazul sistemelor neliniare cu neliniarități neunivoce și discontinui.

În cazul caracteristicilor neunivoce se obțin mai multe soluții. Dintre acestea se alege aceea care satisface condiția continuității și corespunde sensului de mișcare în jurul buclelor.

În cazul caracteristicilor neliniare discontinui rămîne de rezolvat problema convergenței șirului iterativ, problemă care în diferite cazuri particulare se rezolvă ușor prin construcții grafice.

BIBLIOGRAFIE

1. C. Belea, Metoda diferențelor finite în teoria sistemelor automate continui. Automatica și electronica, nr. 1, 1965.
2. A. A. Feldbaum, *Vîcislitelnîe ustroistva v avtomaticeskih sistemah.* Fizmatghiz, Moscova, 1962.
3. A. A. Krasovski, G. S. Postelov, *Osnovî avtomaticeskogo regulirovania i tehniceskoi chibernetiki.* Gostehisdat, Moscova 1962.
4. J. G. Gille, P. Decauline, M. Pelegrin, *Méthodes modernes d'étude des systémes asservis.* Dunod, Paris 1960.
5. Edited by Eli Mishkin, Ludwig Braun, Adaptiv Control Systems. Mc. Graw-Hill Book Company New-York, 1961.
6. J. E. Gibson, Nonlinear Automatic Control. Mc Graw-Hill Book Company, New-York, 1963.
7. C. Belea, O tocinom opredelenii periodiceskih rejimov v releinoi sisteme avtomaticeskogo regulinovania s nescolkimi releinîmi elementami. Avtomatika i telemehanica, nr. 12, 1961.
8. B. P. Demidovici, I. A. Maron, *Asnovî cîcislitelnoi matematiki.* Fizmatghiz. Moskova, 1963.

О ЦИФРОВОМ МОЛИРОВАНИИ КОМПЛЕКСНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ НЕЛИНЕЙНЫХ СИСТЕМ

(РЕЗЮМЕ)

Для осуществления цифрового моделирования необходима соответствующая математическая форма изображения динамической системы, а также соответствующий цифровой расчетный алогарифм.

В работе дается расчётный цифровой алогарифм используя самую удобную форму инженерного изображения линейных динамических явлений — передаточную функцию нелинейных — графо-аналитические характеристики [1]—[8].

LE MODELAGE NUMÉRIQUE DES SYSTÈME DYNAMIQUES NONLINÉAIRES

(RÉSUMÉ)

Pour le modelage numérique on a besoin d'une représentation mathématique adéquate du système dynamique et d'un algorithme corespondant de calcul numérique.

On présente un algorithme de calcul numérique fondé sur la plus commode représentation, du point de vue de l'ingénieur, des phénomènes dynamiques lineairéaires — la fonction de transfert — et des systèmes nonlinéaires — la caractéristique grapho-analytique.

EFECTUL CURBURII ÎN CALCULUL ARCELOR CU SECȚIUNE VARIABILA ÎNCĂRCATE UNIFORM DISTRIBUIT RADIAL

DE

M. BÂLĂ, GH. POPA, I. DAVID, D-TRU ARSENIE

În rezolvarea problemelor preliminare ale barajelor în arc este necesar calculul static complet al arcelor dublu încastrate.

Dat fiind importanța acestei scheme statice, în literatură se găsesc studii amănunțite referitor la determinarea eforturilor unitare pentru arce subțiri cu moment de inerție constant [1], calculul solicitărilor la cheia și nașterile arcelor pentru arcele cu moment de inerție variabil [2], precum și calculul eforturilor unitare la cheia și nașterile arcelor cu moment de inerție variabil cu indicații asupra alegerii raportului dintre grosimea la cheie și nașteri [3]. În toate aceste studii referirile se fac numai pentru arce subțiri definite în literatură prin raportul dintre raza arcului și grosimea lui la cheie $\lambda=\frac{r}{t_0}$. Unii autori limitează arcele subțiri la valori $\lambda>5$ iar alții $\lambda>10$ pentru că sub aceste valori trebuie luat în considerare și efectul curburii.

Pentru luarea în considerare a efectului curburii la arce cu moment de inerție variabil se pornește de la relația energiei totale scrisă sub forma :

$$W=\frac{1}{2}\int_s M_\varphi^2\frac{ds}{EJ_\varphi}+\frac{1}{2}\int_s N_\varphi^2\frac{ds}{EA_\varphi}+\frac{k}{2}\int_s T_\varphi^2\frac{ds}{EA_\varphi}-\frac{1}{2}\frac{2}{r}\int_s M_\varphi N_\varphi\frac{ds}{EA_\varphi}; \qquad (1)$$

în care fiecare termen reprezintă energia de deformație datorită efectului lui M, N, T și a curburii.

Determinarea solicitărilor într-o secțiune φ se poate face dacă se cunosc solicitările static nedeterminate M_0, N_0, T_0 (în cazul de față din cauza simetriei geometrice și de încărcare numai două M_0 și N_0).

Ele au expresiile :

$$\begin{aligned} M_\varphi &= M_0 - N_0 r(1-\cos\varphi)+pr^2(1-\cos\varphi);\\ N_\varphi &= N_0\cos\varphi+pr\,(1-\cos\varphi);\\ T_\varphi &= -N_0\sin\varphi+pr\sin\varphi. \end{aligned} \qquad (2)$$

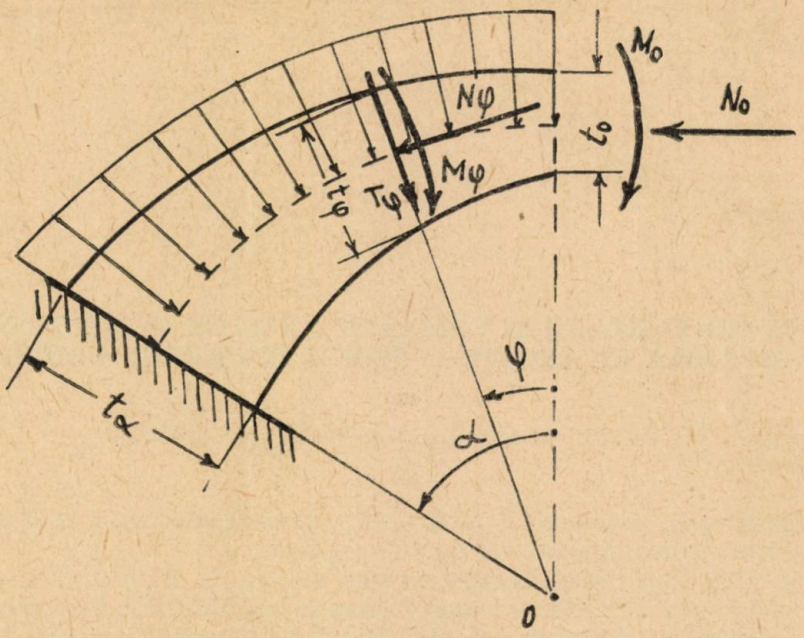


Fig. 1. Sistemul static de bază.

M_0 şi N_0 se determină din condiţia ca rotirea şi deplasarea relativă la cheia arcului să fie nule, adică :

$$\frac{\partial W}{\partial M_0}=0; \quad \frac{\partial W}{\partial N_0}=0 \tag{3}$$

relaţii care se pot explicita uşor din (1) dacă se calculează cu ajutorul relaţiei (2) expresiile :

$$\begin{gathered}\frac{\partial N_\varphi}{\partial M_0}=0; \quad \frac{\partial T_\varphi}{\partial M_0}=0; \quad \frac{\partial M_\varphi}{\partial M_0}=1; \\ \frac{\partial N_\varphi}{\partial N_0}=\cos\varphi; \quad \frac{\partial T_\varphi}{\partial N_0}=-\sin\varphi; \quad \frac{\partial M_\varphi}{\partial N_0}=-r(1-\cos\varphi).\end{gathered} \tag{4}$$

Introducînd (4) în (3) şi făcînd calculele se obţine :

$$r\int_s \frac{M_\varphi \cdot d\varphi}{I_\varphi}-\int_s N_\varphi \cdot \frac{d\varphi}{A_\varphi}=0; \tag{5}$$

$$r\int M_\varphi \cdot \cos\varphi \cdot \frac{d\varphi}{I_\varphi}+\int N_\varphi \cdot \cos\varphi \cdot \frac{d\varphi}{A_\varphi}-k\int T_\varphi \cdot \sin\varphi \frac{d\varphi}{A_\varphi}-$$

$$-\int N_\varphi \cdot \cos\varphi \frac{d\varphi}{A_\varphi}-\frac{1}{r}\int M_\varphi \cdot \cos\varphi \frac{d\varphi}{A_\varphi}=0.$$

În calculele ce urmează se adoptă aceeași lege de variație a secțiunii ca și în [2], [3], [4].

$$t\varphi = \frac{t_0}{\cos a\varphi}. \tag{6}$$

În expresiile de mai sus valorile lui I_φ și A_φ pentru o lățime de arc egală cu unitatea sînt date de relațiile :

$$I_\varphi = \frac{t_0^3}{12\cos^3 a\varphi}; \tag{7}$$

$$A_\varphi = \frac{t_0}{\cos a\varphi} \tag{8}$$

Introducînd aceste valori în relațiile (5) și efectuînd calculele se ajunge la forma :

$$12\lambda^3 \int_s M_\varphi \cos^3 a\varphi d\varphi - \lambda\rho \int_s M_\varphi r \cos a\varphi d\varphi = 0;$$

$$12\lambda^3 \int_s M_\varphi \cos\varphi \cos^3 a\varphi d\varphi + \lambda \int_s N_\varphi r \cos\varphi \cos a\varphi d\varphi - k\lambda \int_s T_\varphi r \sin\varphi \cos a\varphi d\varphi -$$

$$-\rho(w)\lambda \int_s N_\varphi r \cos\varphi \cos a\varphi d\varphi - \rho\lambda \int_s M_\varphi \cos\varphi \cos a\varphi d\varphi = 0. \tag{5'}$$

În relațiile (5') ρ are numai o semnificație simbolică, indicînd termenii care sînt afectați de efectul curburii ($\rho = 1$ cînd se ține seama de efectul curburii și $\rho = 0$ cînd nu se ține seama de efectul curburii). Introducînd în (5') valorile M_φ, N_φ și T_φ din (2) se ajunge la un sistem de ecuații cu două necunoscute de forma :

$$3\lambda^3 CM_0 + \left[3\lambda^3\left(\frac{B}{2} - C\right) - \rho\frac{\lambda}{2}K\right](N_0 - pr)r = \rho\frac{\lambda}{2}(F+J)pr^2; \tag{9}$$

$$\left(3\lambda^3\frac{B}{2} - \rho\frac{\lambda}{2}K\right)M_0 + \left[3\lambda^3\left(\frac{A}{2} - \frac{B}{2} + \frac{\lambda}{2}F + k\frac{\lambda}{2}J - \right.\right.$$

$$\left.\left. -\rho\frac{\lambda}{2}(2F-K)\right]r(N_0 - pr) = \left(\rho\frac{\lambda}{2}K - \frac{\lambda}{2}K\right)pr^2. \tag{10}$$

unde coeficienții (A, B, C, F, K, J) depind numai de forma geometrică a arcului avînd expresiile date în [3] și sînt calculate în tabelele de mai jos.

Tabelul 1

Valoarea coeficienților A, B și C

Valoarea A

a	0	0,1	0,2	0,3	0,5	0,8	1,1	1,25
15°	2,04752	2,04651	2,04444	2,04101	2,03008	2,00378	1,96622	1,94350
20°	2,68186	2,68026	2,67553	2,66767	2,64274	2,58337	2,50004	2,45049
25°	3,27740	3,27446	3,26561	3,25093	3,20461	3,09567	2,94617	2,85919
30°	3,82646	3,82159	3,80709	3,78309	3,70779	3,53339	3,30039	3,16837
35°	4,32283	4,31560	4,29398	4,25831	4,14711	3,89403	3,55626	3,38513
40°	4,76214	4,75209	4,72212	4,67281	4,52023	4,17279	3,75359	3,52727
45°	5,14160	5,12843	5,08923	5,02494	4,82758	4,39630	3,87653	3,61005
50°	5,46026	5,44385	5,39501	5,31517	5,07215	4,55265	3,95009	3,65284
55°	5,71910	5,69944	5,64110	5,54601	5,25910	4,65131	3,98994	3,67152
60°	5,92087	5,89816	5,83056	5,72181	5,39524	4,72732	4,00872	3,67790
65°	6,06992	6,04463	5,96975	5,84850	5,48861	4,76724	4,01605	3,67934
70°	6,17250	6,14507	6,06403	5,93327	5,54774	4,78831	4,01825	3,67948
75°	6,23600	6,20706	6,12172	5,98421	5,58118	4,79792	4,01865	3,67947
80°	6,26908	6,23298	6,15137	6,00994	5,59699	4,8 145	4,01868	3,67942
85°	6,28142	6,25122	6 16225	6,01921	5,60 29	4,80232	4,01868	3,67928
90°	6,28316	6,25293	6,16380	6,02050	5,60298	4,80241	4,01868	3,67923

Valoarea B

15°	2,07056	2,06985	2,06774	2,06424	2,05308	2,02624	1,98790	1,96471
20°	2,73616	2,73452	2,72961	2,72146	2,69560	2,63403	2,54763	2,49628
25°	3,38096	3,37789	3,36844	3,35290	3,30584	3,18854	3,03043	2,93851
30°	4,00000	3,99472	3,97897	3,95291	3,87114	3,68193	3,42958	3,28584
35°	4,58864	4,58050	4,55630	4,51637	4,39197	4,10937	3,74454	3,54471
40°	5,14232	5,13064	5,09590	5,03875	4,86214	4,46917	3,98032	3,72226
45°	5,65688	5,64097	5,59369	5,51620	5,27878	4,76262	4,14544	3,83419
50°	6,12832	6,10763	6,04607	5,94553	5,64046	4,99367	4,25522	3,89723
55°	6,55320	6,52717	6,44997	6,32437	5,94711	5,16842	4,32035	3,92767
60°	6,92824	6,89653	6,80285	6,65106	6,20000	5,29451	4,35504	3,93940
65°	7,25048	7,21309	7,10277	6,92478	6,40157	5,38049	4,37076	3,94245
70°	7,51752	7,47467	7,34836	7,14543	6,55533	5,43510	4,37635	3,94280
75°	7,72744	7,67955	7,53886	7,31370	6,66564	5,47665	4,37765	3,94280
80°	7,87848	7,82652	7,67409	7,43098	6,73754	5,49254	4,37778	3,94251
85°	7,86952	7,91484	7,75445	7,49934	6,77651	5,48886	4,37778	3,94147
90°	8,00000	7,94425	7,78093	7,52144	6,78823	5,49021	4,37775	3,94050

Valoarea C

15°	1,04752	1,04684	1,04576	1,04398	1,03828	1,02458	1,00502	0,99318
20°	1,39648	1,39541	1,39287	1,38864	1,37523	1,34329	1,29849	1,27187
25°	1,74532	1,74367	1,73870	1,73047	1,70448	1,64342	1,55976	1,51115
30°	2,09440	2,09153	2,08296	2,06878	2,02432	1,92154	1,78468	1,70740
35°	2,44344	2,43891	2,42532	2,40211	2,33314	2,17491	1,97128	1,86013
40°	2,79252	2,78573	2,76549	2,73222	2,62947	2,40158	1,11972	1,97184
45°	4,14160	3,13192	3,10317	3,05607	2,91202	2,60047	2,23217	2,04755
50°	3,49064	3,47740	3,43806	3,37387	3,17966	2,77130	2,31248	2,09402
55°	3,83972	3,82209	3 76987	3,68505	3,43146	2,91432	2,36577	2,11888
60°	4,18888	4,16591	4,09832	3,98908	3,66667	3,03171	2,39785	2,12966
65°	4,53784	4,50879	4,42314	4,28545	3,88476	3,12452	2,41470	2,13290
70°	4,88692	4,85064	4,74405	4,57369	4,08541	3,19552	2,42188	2,13333
75°	5,23600	5,19140	5,06080	4,85337	4,26849	3,24760	2,42398	2,13332
80°	5,58504	5,53098	5,37314	5,12410	4,43408	3,28385	2,42424	2,13260
85°	5,93412	5,86932	5,68082	5,38553	4,58255	3,30747	2,42423	2,12830
90°	6,28316	6,20634	5,98362	5,63734	4,71405	3,32155	2,42370	2,11527

Tabelul 2

Valoarea coeficienților *F*, *J* și *K*

Valoarea F

a	0	0,1	0,2	0,3	0,5	0,8	1,1	1,25
15°	0,51180	0,51175	0,51157	0,51129	0,51037	0,50814	0,50489	0,50288
20°	0,67046	0,67033	0,66994	0,66928	0,66717	0,66717	0,66207	0,65008
25°	0,81935	0,81911	0,81837	0,81714	0,81320	0,80366	0,78984	0,78137
30°	0,95661	0,95621	0,95500	0,95298	0,94653	0,93093	0,90842	0,89466
35°	1,08070	1,08011	1,07830	1,07529	1,06568	1,04248	1,00916	0,98889
40°	1,19053	1,18970	1,18719	1,18300	1,16958	1,13761	1,09177	1,06402
45°	1,28540	1,28435	1,28101	1,27553	1,25811	1,21629	1,15684	1,12103
50°	1,36506	1,36370	1,35959	1,35276	1,33105	1,27912	1,20569	1,16172
55°	1,42977	1,42814	1,42322	1,41504	1,38910	1,32 25	1,24030	1,18853
60°	1,48021	1,47832	1,47264	1,46321	1,43334	1,36233	1,26309	1,20433
65°	1,51748	1,51537	1,50904	1,49852	1,46523	1,38635	1,27669	1,21211
70°	1,54312	1,54083	1,53397	1,52258	1,48656	1,40146	1,28328	1,21472
75°	1,55900	1,55658	1,54934	1,53735	1,49938	1,40992	1,28662	1,21462
80°	1,56727	1,56478	1,55732	1,54494	1,50585	1,41383	1,28736	1,21369
85°	1,57035	1,56783	1,56027	1,54774	1,50817	1,41511	1,28735	1,21302
90°	1,57079	1,56827	1,56070	1,54814	1,50850	1,41527	1,28731	1,21289

Valoarea J

15°	0,01180	0,01180	0,01179	0,01178	0,01174	0,01165	0,01151	0,01143
20°	0,02768	0,02766	0,02764	0,02758	0,02742	0,02742	0,02703	0,02617
25°	0,05331	0,05328	0,05319	0,05304	0,05256	0,05139	0,04971	0,04867
30°	0,09059	0,09052	0,09029	0,08993	0,08875	0,08592	0,08184	0,07936
35°	0,14102	0,14087	0,14040	0,13962	0,13715	0,13120	0,12269	0,11754
40°	1,20273	0,20544	0,20455	0,20308	0,19841	0,18719	0,17125	0,16165
45°	0,28540	0,28489	0,28334	0,28078	0,27264	0,25318	0,22573	0,20933
50°	0,38026	0,37942	0,37690	0,37271	0,35943	0,32786	0,28369	0,25751
55°	0,49009	0,48878	0,48488	0,47840	0,45790	0,40940	0,34217	0,30269
60°	0,61419	0,61226	0,60643	0,59691	0,56667	0,49553	0,39790	0,34116
65°	0,75144	0,74870	0,74048	0,72687	0,68398	0,58369	0,44754	0,36928
70°	0,90034	0,89656	0,88526	0,86655	0,80775	0,67114	0,48736	0,38377
75°	1,05900	1,05395	1,03883	1,01390	0,93567	0,75515	0,51601	0,38196
80°	1,22525	1,21869	1,19906	1,16665	1,06531	0,83316	0,52972	0,36201
85°	1,39671	1,38836	1,36345	1,32234	1,19419	0,90286	0,52745	0,32306
90°	1,57079	1,56043	1,52948	1,47847	1,31994	0,96238	0,50349	0,26532

Valoarea K

15°	0,51764	0,51758	0,51741	0,51711	0,51618	0,51390	0,51058	0,50854
20°	0,68404	0,68391	0,68350	0,68281	0,68063	0,67533	0,66763	0,66290
25°	0,84524	0,44500	0,84420	0,82289	0,83872	0,82362	0,81398	0,80501
30°	1,00000	0,99956	0,998 4	0,99605	0,98905	0,97210	0,94765	0,93272
35°	1,14716	1,14648	1,14445	1,14108	1,13032	1,10435	1,06707	1,04440
40°	1,28558	1,28461	1,28169	1,27684	1,26159	1,22423	1,17115	1,13904
45°	1,41422	1,41289	1,40892	1,40231	1,38129	1,33089	1,25932	1,21627
50°	1,53208	1,53036	1,52518	1,51656	1,48919	1,42380	1,33153	1,27637
55°	1,63830	1,63613	1,62961	1,61879	1,58446	1,50276	1,38826	1,32029
60°	1,73206	1,72941	1,72148	1,70833	1,66657	1,56793	1,43053	1,34955
65°	1,81262	1,80949	1,80014	1,78462	1,73557	1,61976	1,45982	1,36624
70°	1,87938	1,87580	1,86507	1,84 27	1,79111	1,65907	1,47805	1,37291
75°	1,93186	1,92785	1,91587	1,89601	1,83345	1 68694	1,48750	1,37247
80°	1,96962	1,96527	1,95227	1,93072	1,86293	1,70474	1,49074	1,36808
85°	1,99238	1,98781	1,97411	1,95142	1,88009	1,71408	1 49056	1,36305
90°	2,00000	1,99533	1,98137	1,95826	1,88561	1,71676	1,48986	1,36066

Rezolvînd sistemul de ecuații (9) și (10) se obține :

$$\frac{N_0}{pr} = 1 - \frac{K}{K+\rho M} + \rho \frac{N_1}{X+\rho M} = \eta \tag{11}$$

$$\frac{M_0}{pr^2} = \frac{K}{X+\rho M}\left(\frac{B}{2C} - 1\right) + \rho \frac{N_2}{X+\rho M} = \xi \tag{12}$$

unde s-au notat :

$$\begin{aligned} X &= \frac{3}{2}\lambda^2\left(2A - \frac{B^2}{C}\right) + F + kJ; \\ M &= \rho\frac{K}{C}\left(B - 2\frac{EC}{K} - \frac{K}{6\lambda^2}\right); \\ N_1 &= \rho\frac{1}{6\lambda^2}\frac{K}{C}(F+J) + \frac{K}{C}\left[C - \frac{B}{2K}(F+J)\right]; \\ N_2 &= \rho\frac{1}{6\lambda^2}\left[\frac{F+J}{C}(K+kJ) + \rho\frac{F+J}{C}\frac{A-B}{2} - \rho K\left(\frac{B}{2C} - 1\right)\right]. \end{aligned} \tag{13}$$

În aceste relații făcînd pe $\rho = 0$ se găsesc relațiile din [4] care sînt fără efectul curburii. Pentru a obține solicitările la nașterile arcului se folosesc relațiile (2) în care se ia $\varphi = \alpha$.

Relațiile (11) și (12) dau posibilitatea să se calculeze valorile N_0 și M_0 la arcele cu moment de inerție variabil ținînd seama de efectul curburii.

Acest efect trebuie luat în considerare la arcele groase care au valori $\lambda = \frac{r}{t_0} \leqslant 10$.

Calculul de rezistență al arcelor ținînd cont și de efectul curburii se face folosind expresia de la bare curbe :

$$\sigma_\varphi = \frac{N_\varphi}{t_\varphi} - \frac{M_\varphi}{rt_\varphi} \pm \frac{M_\varphi y}{\frac{t_f^3}{12}} \cdot \frac{r}{r-y}. \tag{14}$$

Semnele solicitărilor sînt pozitive dacă corespund sensului din figura (1).

Relația (14) poate fi pusă pentru fibrele extreme $\left(y = \frac{t_\varphi}{2}\right)$ sub forma :

$$\sigma_\varphi = \frac{N_\varphi}{t_\varphi} - \frac{6M_\varphi}{t_\varphi^2}\beta_\lambda;$$

în care s-a notat :

$$\beta_\lambda = \frac{1}{6\lambda\cos\alpha_\varphi} \pm \frac{1}{1 - \frac{1}{2\lambda\cos\alpha_\varphi}} \tag{14'}$$

La cheia arcului eforturile unitare se obțin din (14) făcînd $\varphi=0$.

$$\frac{\sigma_0}{p}=\eta\lambda-6\lambda^2\xi\cdot\beta_{\lambda,\varphi=0}; \tag{15}$$

iar la naşteri, pentru $\varphi=\alpha$ se va obține :

$$\frac{\sigma_\alpha}{p}=\eta\lambda\cos\alpha\alpha-6\lambda^2\xi\beta_{\lambda,\varphi=\alpha}. \tag{16}$$

În calculul de rezistență la valori λ mari, β_λ tinde către valoarea 1. De aci rezultă că la arcele subțiri în calculele de rezistență nu trebuie ținut seama de influența curburii.

Pentru exemplificare se calculează valorile static nedeterminate M_0 și N_0 în cele două cazuri ($\rho=0$; $\rho=1$).

Se admite un arc cu unghiul la centru $\alpha=50°$ și se calculează M_0 și N_0 pentru : $\lambda=\frac{r}{t_0}=2,\ 4,\ 6,\ 8,\ 10$ și $\frac{t_a}{t_0}=1\ ;\ 1{,}1\ ;\ 1{,}3\ ;\ 1{,}75$ adică îngroșări 0% ; 10% ; 30% ; 75% ale naşterilor față de cheie. Pentru aceste valori $\frac{t_a}{t_0}$ corespund din relația (6) valorile lui $a=0{,}05\ ;\ 0{,}5\ ;\ 0{,}8\ ;\ 1{,}1$.

Din tabelele (1, 2) rezultă valorile A, B, C, F, J, K ce definesc geometria arcului cu caratceristicile susmenționate.

Cu aceste valori se calculează după relațiile (13), X, M, N_1 și N_2 care se dau în tabelul de mai jos.

Se calculează valorile $\eta_\varphi=0$; $\xi_\varphi=0$ după relațiile (11) respectiv (12). Pentru a se pune în evidență efectul curburii se face raportul $\frac{N_{0\,(\rho=1)}}{N_{0\,(\rho=0)}}$ respectiv $\frac{M_{0\,(\rho=1)}}{M_{0\,(\rho=0)}}$ care se dau în tabelele 4 și 5.

Tabelul 3

Valoarea coeficienților X, M, N_1 și N_2

a		2	4	6	8	10
0.05	X	3,47145	6,37117	11,20409	17,97000	26,66950
	M	−0,06816	−0,04713	−0,04319	−0,04183	−0,04125
	N_1	0,03182	0,00738	0,00344	0,00189	0,00117
	N_2	0,04738	0,02695	0,02316	0,02184	0,02123
0,5	X	3,24079	5,73298	9,89500	15,71286	23,19606
	M	−0,04838	−0,02718	−0,02315	−0,02173	−0,02108
	N_1	0,02279	−0,00195	−0,00353	−0,00813	−0,00887
	N_2	0,04466	0,02411	0,02031	−0,01898	0,01836
0,8	X	2,90526	4,83305	8,04600	12,54412	18,32733
	M	−0,02018	0,00268	0,00691	0,00839	0,00908
	N_1	0,01038	−0,01542	−0,02020	−0,02187	−0,02265
	N_2	0,04041	0,01996	0,01617	0,01485	0,01424
1,1	X	2,47722	3,73871	5,84119	8,78469	12,56923
	M	0,00684	0,03079	0,03523	0,03678	0,03750
	N_1	−0,00305	−0,02984	−0,03480	−0,03654	−0,03735
	N_2	0,03440	0,01474	0,01108	0,00982	0,00923

Tabelul 4

Valorile $N_{0\,(\varrho=1)}$; $N_{0\,(\varrho=0)}$; $\frac{N_{0\,(\varrho=1)}}{N_{0\,(\varrho=0)}}$

a		2	4	6	8	10
0,05	$N_{0\,(\varrho=1)}$	0,559300	0,759055	0,863078	0,914373	0,942424
	$N_{0\,(\varrho=0)}$	0,558785	0,759536	0,863235	0,914767	0,942569
	$\frac{N_{0\,(\varrho=1)}}{N_{0\,(\varrho=0)}}$	1,000920	0,999288	0,999739	0,999897	0,999900
0,5	$N_{0\,(\varrho=1)}$	0,540575	0,738564	0,848449	0,904576	0,935359
	$N_{0\,(\varrho=0)}$	0,540487	0,740342	0,849453	0,905225	0,935799
	$\frac{N_{0\,(\varrho=1)}}{N_{0\,(\varrho=0)}}$	1,000160	0,997730	0,998100	0,999280	0,999530
0,8	$N_{0\,(\varrho=1)}$	0,510096	0,702391	0,820585	0,885831	0,921127
	$N_{0\,(\varrho=0)}$	0,509925	0,705404	0,823043	0,886497	0,922314
	$\frac{N_{0\,(\varrho=1)}}{N_{0\,(\varrho=0)}}$	1,000316	0,995727	0,997010	0,998248	0,998713
1,1	$N_{0\,(\varrho=1)}$	0,462746	0,638853	0,768490	0,844917	0,891418
	$N_{0\,(\varrho=0)}$	0,462493	0,643855	0,772047	0,848427	0,894065
	$\frac{N_{0\,(\varrho=1)}}{N_{0\,(\varrho=0)}}$	1,000547	0,992230	0,995390	0,995860	0,997040

Tabelul 5

Valorile $M_{0\,(\varrho=1)}$; $M_{0\,(\varrho=0)}$; $\frac{M_{0\,(\varrho=1)}}{M_{0\,(\varrho=0)}}$

a		2	4	6	8	10
0,05	$M_{0\,(\varrho=1)}$	−0,041474	−0,025549	−0,014816	−0,009298	−0,006300
	$M_{0\,(\varrho=0)}$	−0,054408	−0,029691	−0,016927	−0,010591	−0,007110
	$\frac{M_{0\,(\varrho=1)}}{M_{0\,(\varrho=0)}}$	1,3136	1,1621	1,1424	1,1390	1,1260
0,5	$M_{0\,(\varrho=1)}$	−0,038751	−0,025277	−0 015000	−0,009519	−0,006471
	$M_{0\,(\varrho=0)}$	−0,051943	−0,029352	−0,017017	−0,010713	−0,007257
	$\frac{M_{0\,(\varrho=1)}}{M_{0\,(\varrho=0)}}$	1,3404	1,1612	1,1344	1,1254	1,1213
0,8	$M_{0\,(\varrho=1)}$	−0,034875	−0,025032	−0,015503	−0,010051	−0,006913
	$M_{0\,(\varrho=0)}$	−0,048536	−0,029077	−0,017526	−0,011241	−0,007694
	$\frac{M_{0\,(\varrho=1)}}{N_{0\,(\varrho=0)}}$	1,3917	1,1615	1,1304	1,1183	1,1129
1,1	$M_{0\,(\varrho=1)}$	−0,029007	−0,024332	−0,016228	−0,010955	−0,007712
	$M_{0\,(\varrho=0)}$	−0,042974	−0,028474	−0,018225	−0,012118	−0,008470
	$\frac{M_{0\,(\varrho=1)}}{M_{0\,(\varrho=0)}}$	1,4815	1,1702	1,1230	1,1061	1 0982

Studiind rapoartele solicitărilor se vede că :

— În calculul static al solicitărilor, valorile forței axiale nu sînt influențate sensibil de efectul curburii (vezi rapoartele $N_{0\,(\varrho=1)}/N_{0\,(\varrho=0)}$ din tabelul 4) ;

— Efectul curburii reduce momentele cu 31—48% pentru arce groase ($\lambda=2$) și cu 12—9,8% pentru arce cu $\lambda=10$ (vezi tabelul 5).

La calculul eforturilor unitare pentru arce groase dacă se ține seama de efectul curburii atît în calculele statice cît și în cele de rezistență, valorile diferă puțin de cazul cînd nu s-ar lua în calcul efectul curburii.

Este indicat să nu se facă calcule în care se introduce efectul curburii fie numai în calcule statice sau numai în calcule de rezistență.

BIBLIOGRAFIE

1. N. Kellen, Die Steumauern. (Berlin 1926).
2. W. A. Perkins, Analisis of arch dams of variable thickness. Transaction of the A.S. of C.E. (1952).
3. M. Bâlă, Gh. Popa, I. David, D. Farcaș, Diagrame pentru dimensionarea arcelor dublu încastrate cu momente de inerție variabilă, pentru încărcări uniform distribuite radial. Buletinul Institutului politehnic Timișoara (1964), Vol. I.
4. M. Bâlă, Gh. Popa, I. David, Contribuții la calculul arcelor încastrate cu momente de inerție variabilă. Buletinul Institutului politehnic Timișoara (1964), Vol. I.

ЭФЕКТ КРИВИЗНЫ ПРИ РАСЧЕТ ДУГ ПЕРЕМЕННОГО СЕЧЕНИЯ С РАВНОМЕРНО И РАДИАЛЬНО РАСПРЕДЕЛЕННОЙ НАГРУЗКОЙ

(РЕЗЮМЕ)

В работе представлены соотношения при статическом расчето и при сопротивлении дуг с переменным инерционным моментом, с равномерно и радиально распределенной нагрузкой, принимая в учет и эффект кривизны.

Этот расчет необходим в случае широких дуг определяемых в работе.

Соотношения представлены в виде, в котором выявляются члены, показывающие эффект кривизны.

Дается пример расчета, из которого вытекают в процентах разности между нагрузками, определенными без эффека кривизны и с эффектом кривизни.

DE L'EFFET DE LA COURBURE DANS LE CALCUL DE L'ARC A SECTION VARIABLE UNIFORMEMENT CHARGE AU DIRECTION DU RAYON

(RÉSUMÉ)

On présent les rélations pour le calcul statique et de résistence des arcs au moment d'inértie variable, uniforméments chargés en direction du rayon, en tenant compte de l'effet de la courbure. Ce calcul est necessaire pour les arcs épaisses qu'on définit dans l'ouvrage. La forma des rélations met en évidence les termes contenant l'effet de la courbure.

On donne un éxemple de calcul, pour montrer les différences entre les sollicitations déterminées sans l'effet de la courbure et aussi en tenant compte de lui.

INFLUENȚA FORMEI SECȚIUNII TRANSVERSALE A BARELOR ASUPRA VIBRAȚIILOR PROPRII ALE GRINZILOR CU ZĂBRELE *)

DE

D. MATEESCU, M. IVAN

1. GENERALITĂȚI

Din punct de vedere constructiv grinzile metalice cu zăbrele se realizează din profile metalice laminate iar secțiunile barelor se aleg în funcție de deschidere, de mărimea și natura încărcărilor exterioare. La alegerea tipului de secțiune trebuie avut în vedere consumul de metal, posibilitatea unei prinderi cît mai simple și realizarea unor secțiuni care să asigure stabilitatea generală a barelor și a grinzilor cu zăbrele în ansamblu.

În cazul grinzilor cu zăbrele supuse la sarcini dinamice alegerea tipului de secțiune indicat reprezintă o problemă mai dificilă, întrucît trebuie ținut seama de eforturile din sarcini statice și de solicitările și deformațiile produse de sarcinile dinamice. Rezultă că la proiectarea construcțiilor supuse la vibrații în afara calculelor obișnuite de rezistență este necesar să se efectueze și un calcul dinamic.

Efectuarea calculului dinamic ținînd seamă de toate legăturile exterioare ale grinzii precum și de greutatea proprie avînd deci un număr infinit de grade de libertate dinamică, este o problemă foarte dificilă.

Asemenea probleme se rezolvă folosind o serie de metode aproximative de calcul.

În sensul celor arătate mai sus, în lucrarea de față ne propunem să stabilim tipul de secțiune indicat a fi folosit la grinzile cu zăbrele supuse la vibrații. Se expun rezultatele obținute în urma unui studiu comparativ, efectuat în mai multe variante de alcătuire constructivă a grinzii cu zăbrele plane din fig. 1.

---

*) Lucrare prezentată la a 5-a sesiune de comunicări tehnico-științifice a Institutului de Studii și Proiectări Energetice București din 26—28 octombrie 1965.

2. DATE INIȚIALE

Grinda cu zăbrele considerată a fost studiată în următoarele variante de alcătuire constructivă :

— Varianta 1 — tălpile sînt realizate din corniere cu aripi egale întărite cu platbenzi între noduri, iar diagonalele și montanții din corniere neîntărite.

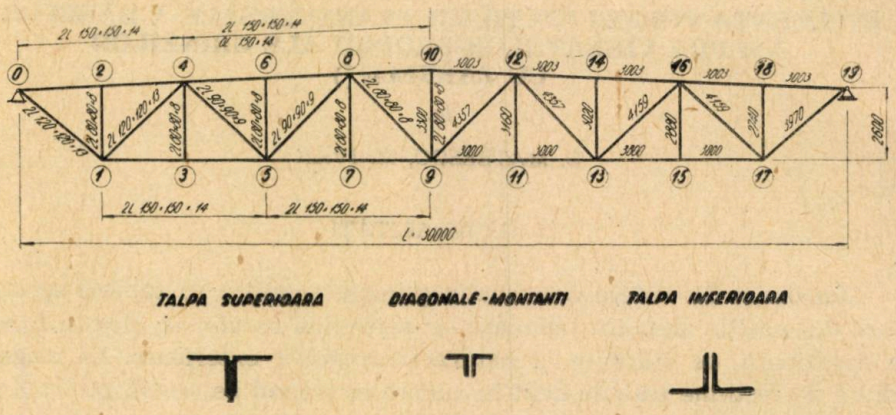


Fig. 1.

— Varianta 2 — barele grinzii cu zăbrele sînt realizate din corniere cu aripi egale (talpa superioară fiind întărită cu o platbandă sudată pe toată lungimea).

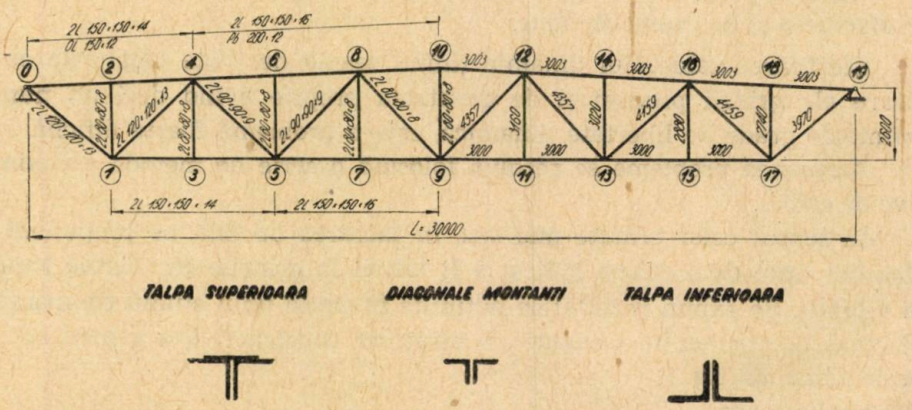


Fig. 2.

— Varianta 3 — tălpile sînt realizate din două profile U sudate gură la gură, iar diagonalele și montanții din corniere cu aripi egale așezate ca în figura 3.

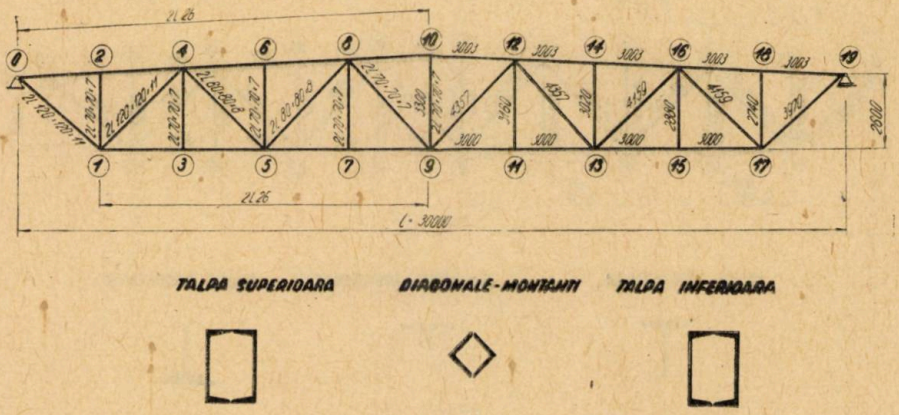


Fig. 3.

— Varianta 4 — tălpile sînt realizate din două profile U sudate între ele, iar diagonalele și montanții din corniere cu aripi egale dispuse normal.

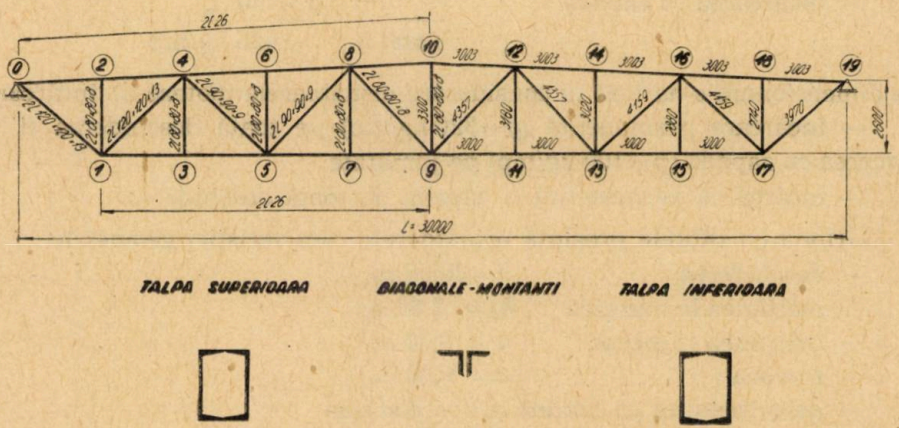


Fig. 4

— Varianta 5 — tălpile sînt realizate din profile T întărite cu platbenzi sudate, iar diagonalele și montanții din corniere cu aripi egale dispuse normal.

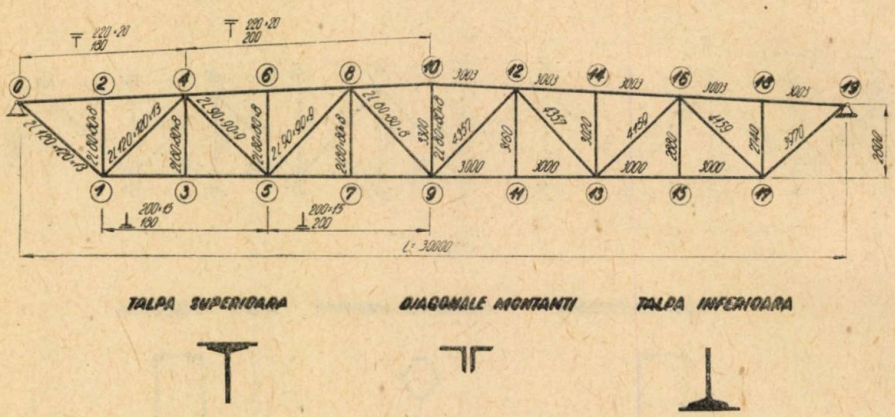


Fig. 5.

În toate cele cinci variante de alcătuire constructivă, studiul s-a efectuat pentru următoarele încărcări :

— încărcare permanentă din învelitoare	= 255 kg/mp	
— greutatea proprie a panelor	= 15	„
— greutatea proprie a contravîntuirilor	= 10	„
— greutatea proprie a fermei	= 40	„
Total g	= 320 kg/mp	
— încărcarea cu zăpadă p	= 100	„
Total q	= 420 kg/mp	

La dimensionare s-au luat în considerare următoarele ipoteze de încărcare :

— încărcare permanentă ($g = 320$ kg/mp) pe toată deschiderea și încărcarea cu zăpadă ($p = 100$ kg/mp) pe jumătate.

— încărcarea permanentă și zăpada pe toată deschiderea.

Grinda cu zăbrele prezintă următoarele caracteristici geometrice :

— deschiderea	$l = 30{,}00$ m
— înălțimea la margine	$h_1 = 2{,}60$ m
— înălțimea la mijloc	$h = 3{,}30$ m
— traveea	$d = 9{,}00$ m

— pane metalice cu zăbrele la 3 m distanță

— învelitoare din plăci prefabricate din beton armat.

3. CALCULUL DINAMIC AL GRINZII CU ZĂBRELE

3.1. Vibrațiile barelor separat

Considerînd barele grinzii cu zăbrele ca grinzi simplu rezemate, cu reazeme rigide și masa uniform distribuită pe toată lungimea, s-au determinat pulsațiile proprii fundamentale și amplitudinile mișcării în toate variantele de alcătuire constructivă ale grinzii cu zăbrele.

Pulsațiile proprii pentru un sistem cu infinite grade de libertate dinamică au expresia :

$$\theta = \frac{n^2\pi^2}{l^2}\sqrt{\frac{EJ}{m}} \tag{1}$$

iar pulsația proprie fundamentală se obține din (1) înlocuind pe $n=1$

$$\theta = \frac{\pi^2}{l^2}\sqrt{\frac{EJ}{m}} = \frac{9{,}87}{l^2}\sqrt{\frac{EJ}{m}} \tag{2}$$

unde :

$$m = \frac{q}{g}$$

q — greutatea proprie a barei ;
g — accelerația gravitației ;
EJ — modulul de rigiditate la încovoiere al barei considerate ;
l — deschiderea (distanța între nodurile fermei).

Formele proprii de vibrație pentru bara cu infinite grade de libertate dinamică se obțin din expresia (3) dînd lui i diferite valori

$$y_{xi} = \frac{y_0' l}{i\pi}\sin\frac{i\pi}{l}x. \tag{3}$$

Prima formă de vibrație va avea expresia :

$$y_{x1} = \frac{y_0' l}{\pi}\sin\frac{\pi}{l}x \tag{4}$$

unde :

y_0' — rotirea în capătul barei (considerată grinda simplu rezemată) din încărcarea statică.

Calculul rotirii se face aplicînd formula Maxwell-Mohr care are forma :

$$y'_0 = \int_0^l \frac{mM}{EJ} dx. \tag{5}$$

Pentru grinda cu moment de inerție constant pe toată lungimea, încărcată cu sarcina uniform distribuită q are valoarea :

$$y'_0 = \frac{1}{3EJ} ql^3. \tag{6}$$

Săgeata maximă se obține dacă în expresia (4) se înlocuiește $x = \frac{l}{2}$

$$y_{max} = \frac{y'_0 l}{\pi}. \tag{7}$$

Aplicînd relațiile (2) și (7) s-au determinat valorile pulsațiilor θ [1]) și săgețile maxime din tabelul 1.

Tabelul 1

Valorile pulsațiilor proprii θ^1 și amplitudinilor în diverse variante de alcătuire constructivă

Varianta de alcătuire		Talpa inferioară		Talpa superioară	
		Tronson marginal	Tronson central	Tronson marginal	Tronson central
1	θ	258	278	258	256
	Y_{max} (mm)	1,531	1,312	1,531	1,551
2	θ	256,5	254	258	256
	Y_{max} (mm)	1,540	1,582	1,531	1,551
3	θ	561	561	561	561
	Y_{max} (mm)	0,323	0,323	0,323	0,323
4	θ	561	561	561	561
	Y_{max} (mm)	0,323	0,323	0,323	0,323
5	θ	282	312	321	321
	Y_{max} (mm)	1,285	1,030	1,272	0,981

3.2. Vibrațiile grinzii cu zăbrele în ansamblu

Determinarea pulsațiilor proprii a grinzilor cu zăbrele folosind metodele exacte este practic imposibilă, chiar pentru grinzile cu zăbrele la care numărul nodurilor este mic, fapt care impune folosirea unor metode aproximative de calcul.

Metodele aproximative utilizate conduc la rezultate destul de exacte [1], [2], reducînd în același timp volumul calculelor efectuate în mod simțitor.

Pulsația proprie fundamentală a grinzii cu zăbrele plane folosind metoda grinzilor echivalente are expresia :

$$\theta^{1)} = 1{,}126 \sqrt{\frac{g}{v_j}} \tag{8}$$

unde : g — accelerația gravitației ;
v_j — săgeata grinzii cu zăbrele din încărcarea statică, într-un punct caracteristic (care poate fi la jumătatea grinzii sau în punctul unde se aplică sarcina concentrată cea mai mare).

Săgeata v_j a grinzii cu zăbrele se determină cu expresia :

$$v_j = \sum_{i=1}^{n} \frac{n_j N l}{EA} \tag{9}$$

unde : i — numărul de bare al grinzii cu zăbrele ;
n_j — eforturile în bare, din încărcarea cu forță unitară verticală aplicată în punctul j ;
N — eforturile în bare din încărcarea reală ;
l — lungimea barei ;
E — modulul de elasticitate al materialului ;
A — secțiunea transversală a barei.

Aplicînd relația (9) pentru cele cinci variante de alcătuire constructivă, s-au determinat valorile săgeților la mijlocul deschiderii din tabelul 2.

Tabelul 2

Săgețile la mijlocul deschiderii în diverse variante de alcătuire constructivă

Săgeata	Varianta de alcătuire constructivă				
	1	2	3	4	5
v_j (cm)	4,83	4,79	5,06	4,87	5,02

Înlocuind în relația (8) valorile săgeților din tabelul 2, s-au obținut valorile pulsațiilor proprii din tabelul 3.

Tabelul 3

Pulsațiile proprii ale fermei stabilite cu metoda grinzilor echivalente

Pulsația proprie	Varianta de calcul				
	1	2	3	4	5
$\theta^{1)}$	16,02	16,10	15,71	16,00	15,75

Concentrînd masa grinzii în reazeme și în nodul central 10, pulsația proprie a grinzii cu zăbrele se poate calcula aplicînd relația (10)

$$\theta^{1)} = \sqrt{\frac{1}{m\delta_{jj}}} \tag{10}$$

unde :

m — masa grinzii concentrate în punctul j (nodul 10) ;

δ_{jj} — deplasarea pe verticală a punctului j din încărcarea cu forța unitară aplicată în punctul j.

Deplasarea δ_{jj} se determină folosind relația (11)

$$\delta_{jj} = \sum_{i=1}^{n} \frac{n_j^2 l}{EA} \tag{11}$$

unde : n_j — eforturile în bare din încărcarea cu forța unitară verticală, aplicată în punctul j.

Aplicînd relația (11) s-au determinat deplasările δ_{jj} din tabelul 4, pentru toate variantele de alcătuire constructivă studiate.

Tabelul 4

Deplasările δ_{jj} în diverse variante de alcătuire constructivă

Săgeata	Variante de alcătuire constructivă				
	1	2	3	4	5
δ_{jj} (cm)	$0{,}817\times10^{-4}$	$0{,}811\times10^{-4}$	$0{,}893\times10^{-4}$	$0{,}830\times10^{-4}$	$0{,}847\times10^{-4}$

În tabelul 5 se dau masele grinzii cu zăbrele în cele cinci variante de alcătuire constructivă amintite anterior.

Tabelul 5

Masele grinzii cu zăbrele concentrate în reazeme și în nodul central

Masa	Variante de alcătuire constructivă				
	1	2	3	4	5
$m_0 = m_{19}$	$\frac{1}{g}27{\cdot}225$	$\frac{1}{g}27{\cdot}475$	$\frac{1}{g}27{\cdot}305$	$\frac{1}{g}27{\cdot}375$	$\frac{1}{g}27{\cdot}275$
m_{10}	$\frac{1}{g}55{\cdot}200$	$\frac{1}{g}55{\cdot}700$	$\frac{1}{g}54{\cdot}490$	$\frac{1}{g}54{\cdot}730$	$\frac{1}{g}54{\cdot}710$

Înlocuind în relația (10) valorile maselor din tabelul 5 și a deplasărilor δ_{ij} din tabelul 4 s-au determinat valorile pulsațiilor proprii θ [1]) din tabelul 6.

Tabelul 6

Pulsațiile proprii ale fermei stabilite concentrînd masa într-un singur punct

Pulsația	Varianta de alcătuire constructivă				
	1	2	3	4	5
$\theta^{1)}$	14,79	14,72	14,21	14,70	14,53

Valorile reale ale pulsațiilor grinzii cu zăbrele în ansamblu se obțin luînd media valorilor obținute folosind metoda grinzilor echivalente și a concentrării masei într-un singur punct (1), (2). În tabelul 7 se dau valorile medii ale pulsațiilor grinzii cu zăbrele în ansamblu ; în cele cinci variante de alcătuire constructivă.

Tabelul 7

Pulsațiile proprii ale grinzii cu zăbrele în diverse variante de alcătuire constructivă

Pulsația	Varianta de alcătuire constructivă				
	1	2	3	4	5
$\theta^{1)}$	15,41	15,41	14,96	15,35	15,17

4. CONCLUZII

Comparînd valorile pulsațiilor proprii θ ale grinzii cu zăbrele în ansamblu cu cele ale barelor separate se constată că acestea sînt mult mai mici, în toate variantele de alcătuire constructivă studiate.

În tabelul 8 se dau valorile procentuale medii ale pulsațiilor proprii ale grinzii în ansamblu, față de cele obținute în cazul barelor separate, pentru toate variantele de alcătuire constructivă studiate.

Tabelul 8

Ipoteza de încărcare	Valorile procentuale în varianta de alcătuire				
	1	2	3	4	5
Permanent și zăpadă total	5,87	6,02	2,66	2,74	5,06

Dacă se compară valorile pulsațiilor proprii obținute pentru bara separată, în variantele de alcătuire constructivă, studiate, se observă că valorile cele mai mari se obțin în varianta 3 și 4 și sînt aproximativ duble față de cele obținute în restul variantelor (vezi tabelul 1).

Rezultă deci, că în ipoteza folosirii secțiunilor chesonate la realizarea barelor grinzii cu zăbrele, pulsațiile proprii ale barelor separate sînt mari și fenomenul de rezonanță nu se poate produce.

De asemenea dacă se compară valorile amplitudinilor obținute în cele cinci variante de alcătuire constructivă studiate, se constată că tot pentru secțiunile chesonate (varianta 3 și 4) se obțin amplitudinile cele mai mici, diferențele față de celelalte variante fiind destul de importante (vezi tabelul 1).

Din analiza valorilor obținute pentru amplitudinile barelor separate, se poate trage concluzia că ipoteza admisă în literatura de specialitate — conform căreia barele rămîn drepte în decursul vibrației grinzii cu zăbrele în ansamblu — este pe deplin verificată și este cu atît mai aproape de realitate cu cît secțiunile barelor sînt mai rigide.

Din tabelul 7 se observă că valorile pulsației proprii a grinzii cu zăbrele în ansamblu în cele cinci variante de alcătuire constructivă diferă foarte puțin între ele. Acest lucru se explică prin faptul că în expresia pulsației intră valoarea numerică a secțiunii barelor (care nu diferă mult de la o variantă la alta) și nu intră în mod direct forma secțiunii transversale.

Valorile mici ale pulsației proprii a grinzii cu zăbrele în ansamblu, în toate variantele de alcătuire constructivă, ne arată că la proiectarea grinzilor cu zăbrele supuse la vibrații este obligatorie efectuarea unui calcul dinamic. În urma calculului dinamic efectuat se determină pulsația proprie a grinzii cu zăbrele care pentru a evita fenomenul de rezonanță va trebui să fie diferită de pulsația forței perturbatoare.

Determinarea pulsației proprii a grinzii cu zăbrele în ansamblu s-a făcut considerînd grinda ca un element independent fără a lua în considerare influența legăturilor cu alte elemente.

Însă, nu totdeauna cînd se neglijează legăturile se obțin valori ale pulsației proprii acoperitoare, de aceea este indicat să se determine valorile pulsației proprii și pe cale experimentală atunci cînd există legături puternice care pot influența în mod simțitor valorile rezultate din calcul.

În concluzie, la proiectarea grinzilor cu zăbrele supuse la sarcini dinamice tipul de secțiune cel mai indicat îl formează secțiunile chesonate sau tubulare, pentru care consumul de oțel este minim, iar stabilitatea elementelor separate și a grinzii în ansamblu este mult mai bine asigurată.

BIBLIOGRAFIE

1. C. Avram și I. Munteanu, *Dinamica Construcțiilor*. Curs litografiat. Timișoara 1965.

2. I. P. Procofiev, *Statica Construcțiilor vol. III*. Oficiul de presă, editură și documentare C.F.R. 1951.

ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ СТЕРЖНЕЙ НА СОБСТВЕННЫЕ ВИБРАЦИИ БАЛОК С ПЛОСКИМИ РЕШЕТКАМИ

(РЕЗЮМЕ)

Авторы работы последуют устройство поперечнего сечения стержней рештчатых балок, исходя из динамического поведения и приходят к выводу что кессонные или трубчатые сечения для которых расход стали минимальный, обеспечивают на много лучше устойчивость структуры.

INFLUENCE DE LA FORME DE LA SECTION TRANSVERSALE DES BARRES SUR LES VIBRATIONS PROPRES DES PONTRES EN TREILLIS PLANS

(RÉSUMÉ)

Dans ce travail on étudie la formation de la section transversale des pontres en treillis, en partant du comportement dynamique pour arriver à la conclusion que les sections en caisson ou tubulaires pour lesquelles la consommation d'acier est réduite au minimum — assure beaucoup mieux la stabilité de la structure.

O NOUĂ TEORIE A DURABILITĂȚII CURELELOR TRAPEZOIDALE

DE

H. HOROVITZ

1. TEORIA CLASICĂ A DURABILITĂȚII CURELELOR TRAPEZOIDALE

Teoria durabilității curelelor trapezoidale se bazează în prezent pe fenomenul de oboseală, considerîndu-se că ieșirea din uz a curelei are loc datorită distrugerii sale prin oboseală, care are ca efect destrămarea curelei. Pe baza acestei teorii se aplică curelei trapezoidale aceleași principii de calcul ca și cele aplicate tuturor organelor de mașini comparîndu-se tensiunea maximă din curea cu tensiunea maximă ce o suportă cureaua pînă la distrugere după un număr convențional de cicluri (rezistența convențională la oboseală σ_b) [1].

Relația de calcul are următoarea formă :

$$\left(\frac{\sigma_b}{\sigma_{max}}\right)^k = \frac{N_b}{N} \tag{1}$$

unde

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \frac{\sigma_n}{2} + \sigma_t + \sigma_m \tag{2}$$

$$N = 3\,600 \text{ f.T.} \tag{3}$$

Durabilitatea curelei în ore se calculează cu relația :

$$T = \frac{N_b}{3\,600 f}\left(\frac{\sigma_b}{\sigma_{max}}\right)^k \tag{4}$$

Rezistența convențională la oboseală σ_b se determină prin încercări la oboseală cu sarcină constantă pe standuri fără transmitere de putere.

În figura 1 este reprezentată o asemenea diagramă de oboseală pentru o curea trapezoidală 17×11 cu rețea de bumbac [2].

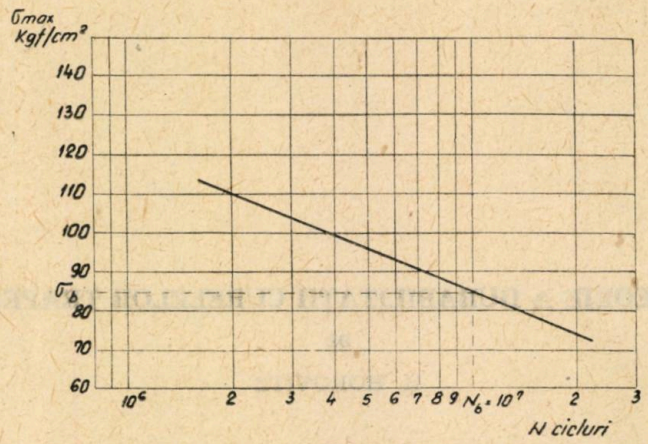


Fig. 1. Diagramă experimentală de durabilitate a unei curele trapezoidale.

Notaţii utilizate :

A_c — secţiunea curelei [cm²]
D_p — diametrul roţii de curea

indicii corespunzători

1 — pentru roata mică
2 — pentru roata mare

E — modulul de elasticitate [kgf/cm²]

indicii corespunzători

i — la încovoiere
t — la întindere

F — forţa utilă transmisă prin curea [kgf]
F_n — forţa normală pe canalul din roata de curea [kgf]
f — frecvenţa trecerilor curelei pe secundă peste roţi $\left(f = \frac{zv}{L_p}\right)$
g — acceleraţia gravitaţiei (m/s²)
h — înălţimea secţiunii curelei (mm)
k — exponent al ecuaţiei durabilităţii
L_p — lungimea primitivă a curelei (mm)
N — număr de cicluri
N_b — număr de cicluri de bază (convenţional)
n — turaţia roţilor (rot/min)
p — presiunea dintre curea şi canal (kgf/cm²)
P — putere (kW)
r — coeficientul de asimetrie : $r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$
S_a — forţa pe arbore (kgf)

S — forța din ramurile curelei (kgf)

indicii corespunzători

1 — pentru forța în ramura trăgătoare
2 — pentru forța în ramura trasă
0 — pentru forța inițială de întindere

T — timpul (ore)
v — viteza curelei (m/s)
z — număr de roți de curea
α — unghiul curelei (°)
β — unghiul de înfășurare a curelei pe roată (°)
γ — greutatea specifică a curelei (kgf/dm^3)
σ — tensiunea din ramurile curelei (kgf/cm^2)

indicii corespunzători

a — rezistența admisibilă
o — tensiunea inițială
i — tensiunea de încovoiere
m — tensiunea datorită forțelor masice
u — tensiunea utilă
max — tensiunea maximă
min — tensiunea minimă
med — tensiunea medie
v — amplitudinea ciclului
ξ — alunecarea specifică

Trebuie observat că teoria durabilității curelelor bazată pe fenomenul de oboseală prezintă o lacună principială care constă în faptul că în relația de calcul a durabilității (4) se neglijează mărimea asimetriei ciclului de tensiuni la care este supusă cureaua.

În cadrul lui σ_{max} sînt însumate tensiuni constante (σ_0, σ_m) și tensiuni care variază de-a lungul curelei (σ_l, σ_u). Cum încercările se efectuează cu anumite valori ale coeficientului de asimetrie $r=\frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$ în general diferite de cele din exploatare, acestea nu sînt comparabile între ele, deoarece nu se pot compara decît tensiuni care au același coeficient de asimetrie. Aceasta cu atît mai mult cu cît încercările se execută de obicei fără transmitere de putere (în gol) cînd tensiunea utilă lipsește dintre tensiunile care intră în componența lui σ_{max}.

Ca urmare ar trebui calculate valorile σ_{max}, σ_{min}, σ_m și σ_v (ca la calculul la oboseală al celorlalte organe de mașini) și comparate între ele valorile efective cu cele limită (obținute experimental).

$$\sigma_{max}=\sigma_0+\frac{\sigma_u}{2}+\sigma_{il}+\sigma_m \tag{5}$$

$$\sigma_{min}=\sigma_0-\frac{\sigma_u}{2}+\sigma_m \tag{6}$$

$$\sigma_m=\frac{\sigma_{max}+\sigma_{min}}{2};\quad \sigma_v=\frac{\sigma_{max}-\sigma_{min}}{2} \tag{7}$$

Desigur, se pune întrebarea dacă curelele respectă aceleași legi ca și organele de mașini din metal la care asupra oboselii influențează numai valorile limită ale ciclului de solicitări, nu și cele intermediare. Dacă această lege ar fi valabilă, apare o contradicție în sensul că durabilitatea devine independentă de tensiunea de încovoiere pe roata mare $\left(\sigma_{i2}=\frac{hE_i}{D_2}\right)$ și deci de raportul de transmitere i, ceea ce este în contradicție cu experiența.

Într-adevăr pentru a ține seama că tensiunea de încovoiere este diferită la înfășurarea curelei pe cele două roți, s-a introdus un coeficient de corecție k_i, avînd valoarea

$$k_i=\frac{2}{1+\left(\frac{\sigma''_{max}}{\sigma_{max}}\right)^k} \tag{8}$$

unde :

$$\sigma''_{max}=\sigma_0+\frac{\sigma_u}{2}+\sigma_{i2}+\sigma_m$$

$$\sigma'_{max}=\sigma_0+\frac{\sigma_u}{2}+\sigma_{i1}+\sigma_m$$

$$\sigma_{i1}=\frac{hE_i}{D_{p_1}};\quad \sigma_{i2}=\frac{hE_i}{D_{p2}}.$$

Pentru $D_{p1}=D_{p2}$: $k_i=1$ și pentru $D_{p2}\gg D_{p1}$: $k_i=2$.

De asemenea, pentru a ține seama de regimul de lucru al mașinii antrenate de curea s-a introdus un coeficient de regim k_r.

În felul acesta, relația (4) devine :

$$T=\frac{N_b k_i k_r}{3600 f}\left(\frac{\sigma_b}{\sigma_{max}}\right)^k \text{ ore}$$

Unii autori, pentru a ocoli determinarea modulului de elasticitate la încovoiere a curelei E_i, care este dependent de σ_0 au determinat experimental durabilitatea pentru diferite diametre de roți [3].

În felul acesta s-a determinat direct pe cale experimentală, nu numai influența încovoierii ci și influența frecvenței trecerilor curelei pe roți.

Alți autori au utilizat pentru determinarea durabilității o relație care ține seama de faptul că diagrama de durabilitate este semilogaritmică [4]. În acest caz, relația de calcul a durabilității (exprimată în număr de cicluri) are următoarea formă :

$$N=10^{(a-b\,\sigma_{max})} \tag{10}$$

unde a și b sînt două constante, ce depind de tipul curelei și de condițiile de încercare.

2. CONTRADICȚII ALE TEORIEI CLASICE

O seamă de rezultate ale cercetării experimentale asupra curelelor trapezoidale cît și rezultatele obținute în practica utilizării acestor curele vin în contradicție cu teoria clasică a durabilității curelelor.

a) Prima contradicție se referă la cauzele distrugerii curelei pe standul de încercare fără transmitere de putere. Într-adevăr, pornind de la ipoteza distrugerii curelei prin oboseală, datorită variației forțelor S_1 și S_2 din ramurile curelei, pe standul de încercare în gol nu există nici o cauză care să ducă la distrugerea curelei, căci pe acest stand $S_1 = S_2$.

De asemenea, nici încovoierea curelei pe roți nu produce tensiuni suplimentare variabile în inserția de șnur, căci axa neutră a secțiunii curelei coincide cu stratul de șnur [5]. Ca urmare, tensiunile care pot duce la distrugerea curelei prin oboseală fiind doar cele de alunecare dintre șnur și cauciuc cauzate de încovoiere și care sînt relativ mici, în general nu explică destrămarea prin oboseală.

b) A doua contradicție se referă la influența diametrului roții de curea asupra durabilității curelei. Ținînd seama de faptul că la curele cu inserție de șnur, axa neutră a secțiunii coincide cu stratul de șnur, în acest strat nu se produc tensiuni variabile datorite încovoierii și deci nu există o explicație a variației durabilității cu diametrul roții de curea, care se constată atît pe cale experimentală cît și în exploatare.

c) A treia contradicție se referă la rezultatele experimentale și din exploatare obținute cu curele trapezoidale înguste. Încercînd pe standul de durabilitate în condiții identice două tipuri de curele cu secțiuni apropiate, cureaua trapezoidală îngustă profil 19 ($A_c = 2{,}02$ cm^2) și cureaua trapezoidală normală profil C ($A_c = 2{,}3$ cm^2), se constată că la aceeași tensiune de încercare, aceleași diametre de roți și aceeași frecvență a trecerilor curelei peste roți, durabilitatea curelei înguste este de aproximativ 5 ori mai mare decît a curelei normale profil C (figura 2).

d) A patra contradicție se referă la influența încovoierii la curelele trapezoidale înguste la care ar trebui să scadă durabilitatea în raport cu curelele normale de secțiuni apropiate montate pe roți de același diametru.

Într-adevăr în relația de calcul a tensiunii de încovoiere $\sigma_i = \frac{E_i h}{D}$ se vede că pentru cureaua trapezoidală îngustă σ_i este mai mare (h este mai mare) și deci și durabilitatea curelei ar trebui să scadă. În practică se constată însă că curelele înguste funcționînd pe roți de același diametru ca și curelele normale (de secțiuni apropiate) au durabilități chiar mai mari. Aceasta rezultă și din standardele transmisiilor prin curele trapezoidale, care prevăd de exemplu pentru cureaua trapezoidală îngustă profil 19 același diametru minim ca și pentru cureaua normală $20 \times 12{,}5$ ($D_{min} = 180$ mm). Unele firme producătoare indică chiar diametre minime mai mici pentru curelele înguste decît pentru cele normale. Astfel se indică pentru cu-

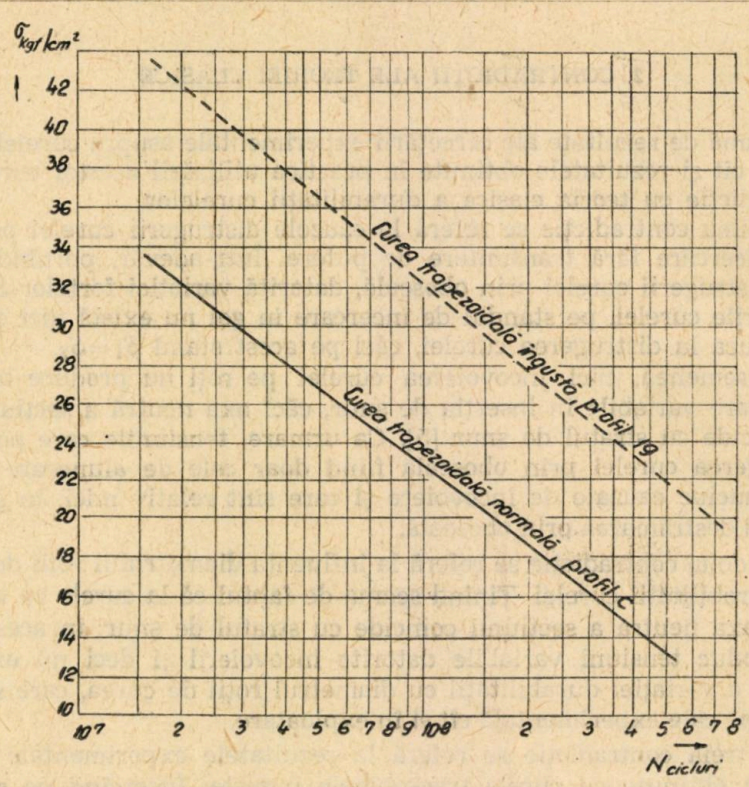


Fig. 2. Diagrame comparative de durabilitate la curele înguste profil 19 și curele normale profil C.

reaua îngustă SKR 12,5 un diametru minim $D_{min}=70$ mm în timp ce pentru cureaua normală profil A (13×8) se indică $D_{min}=90$ mm [6].

e) A cincea contradicție pornește de la observația din practică că sarcina transmisă de curea influențează în mare măsură durabilitatea ei. Ori din relația (2)

$$\sigma_{max}=\sigma_0+\frac{\sigma_u}{2}+\sigma_i+\sigma_m$$

ținînd seama că $\sigma_u<0{,}8\,\sigma_0$ [5] rezultă că ponderea lui $\frac{\sigma_u}{2}$ în σ_{max} este destul de puțin importantă față de valorile celorlalte tensiuni și deci influența ei ar trebui să fie și ea neînsemnată.

3. O NOUĂ TEORIE A DURABILITĂȚII CURELELOR TRAPEZOIDALE

Contradicțiile de mai sus au condus la o nouă teorie a durabilității curelelor, teorie bazată pe fenomenul real care duce la scoaterea din uz a curelelor trapezoidale cu inserție de șnur. Atît încercările la durabilitate,

cît și rezultatele din exploatare arată că principala cauză a ieșirii din uz a curelelor este *uzura suprafețelor laterale* care vin în contact cu canalul din roata de curea (fig. 3, *b*).

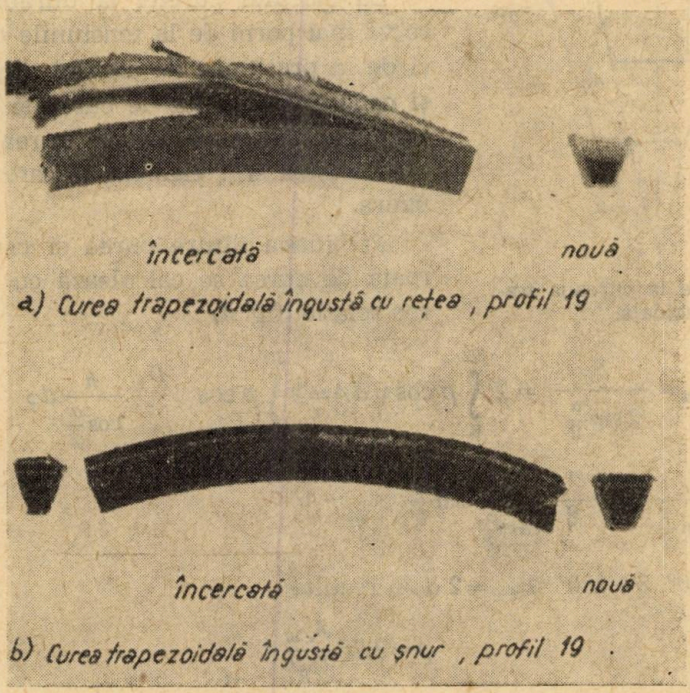


Fig. 3. *a*) Aspectul distrugerii pe stand a curelei cu rețea; *b*) Aspectul distrugerii (uzurii) pe stand a curelei cu șnur.

Ca urmare, *teoria durabilității curelelor trapezoidale trebuie bazată pe uzură și nu pe oboseală.*

Aplicarea teoriei oboselii la studiul durabilității curelelor a corespuns în oarecare măsură pentru curelele cu inserție de rețea la care ieșirea din uz era cauzată de destrămarea curelei datorită oboselii (fig. 3, *a*). La curelele cu inserție de șnur, această teorie nu mai corespunde, căci fenomenul preponderent care cauzează distrugerea este uzura.

Trebuie subliniat că cele de mai sus se referă la curelele la care învelișul este elementul mai slab, el prezentînd o rezistență relativ mică la uzură. Pe măsură ce se vor realiza curele cu o rezistență mărită a învelișului la uzură, vor putea deveni iar preponderente tensiunile variabile din șnur datorite variației forței de întindere de la S_1 și la S_2 cît și tensiunile variabile de alunecare dintre șnur și cauciuc datorită încovoierii curelei pe roți.

Durabilitatea unor asemenea curele va trebui determinată pe baza teoriei oboselii ţinîndu-se însă seama în mod diferenţiat de efectul tensiunilor statice şi variabile ce acţionează asupra curelei.

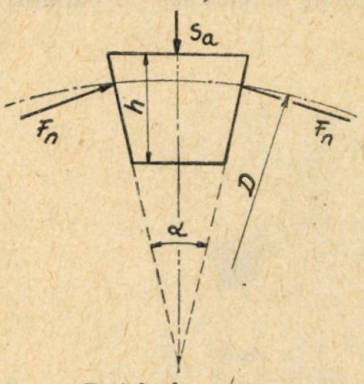


Fig. 4. Forţele la cureaua trapezoidală.

La calculul curelei la durabilitate nu se va mai porni de la tensiunile din curea, ci de la presiunea de contact dintre curea şi canalul din roata de curea şi de la viteza de alunecare dintre curea şi canal, căci acestea sînt elementele care cauzează uzura.

Presiunea dintre curea şi canalul din roata de curea se calculează cu următoarea relaţie (fig. 4) :

$$F_n = \frac{S_a}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} = 2 \int_0^{\beta/2} p \cos \varphi \, dA = 2 \int_0^{\beta/2} p \cos \varphi \frac{D_p}{2} \frac{h}{\cos \frac{\alpha}{2}} d\varphi \tag{11}$$

$$\frac{S_a}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} = 2p \frac{D_p}{2} \frac{h}{\cos \frac{\alpha}{2}} \sin \frac{\beta}{2} \tag{12}$$

Pentru $\alpha = 40°$, $\beta = 180°$ şi $S_a = 2 \sigma_0 A_c$ rezultă

$$p = 2{,}75 \frac{A_c \sigma_0}{D_p h}. \tag{13}$$

Presiunea dintre curea şi canal se datoreşte forţei iniţiale de întindere din curea, deci cu creşterea diametrelor roţilor de curea, la aceeaşi forţă iniţială de întindere, presiunea scade. În schimb, cu creşterea raportului de transmitere, scade unghiul de înfăşurare pe roata mică şi presiunea creşte.

Tensiunea din curea datorită forţelor masice are un efect contrar şi duce la scăderea presiunii.

Tensiunile datorite încovoierii curelei la înfăşurarea ei pe roţile de curea influenţează indirect presiunea de contact datorită deformaţiei transversale împiedicate a curelei.

Sarcina utilă transmisă de curea influenţează durabilitatea prin viteza de alunecare pe care o cauzează.

Pornind de la teoria enunţată mai sus contradicţiile enumerate îşi găsesc fiecare o justificare completă.

a) *Distrugerea pe standul de încercare* fără transmitere de putere se datoreşte alunecării radiale a curelei în canal, care împreună cu presiunea duce la uzură.

La înfășurarea curelei pe roată, cureaua se deformează, unghiul curelei se modifică și ea alunecă în canal.

De altfel, încercările au confirmat acest fapt, căci *toate* curelele încercate au prezentat uzură, nu însă deștrămări datorite oboselii.

Alunecarea radială are în exploatare (cînd are loc transmitere de putere) o importanță și mai mare, căci datorită variației forței S și deci a secțiunii curelei de-a lungul arcului de alunecare se produc alunecări radiale.

Acest fapt arată că încercările la durabilitate pe standurile fără transmitere de putere sînt necorespunzătoare deoarece nu modelează fenomenul ce are loc în realitate.

b) *Încovoierea* curelei produce presiuni suplimentare datorită deformației transversale a secțiunii curelei. Acestea sînt foarte importante pînă la anumite diametre de roți în funcție de secțiunea curelei. Dacă diametrul roții depășește o anumită valoare, deformația transversală a curelei și deci și creșterea presiunii sînt neînsemnate. În felul acesta creșterea diametrului roții de curea are un efect dublu : scade presiunea datorită creșterii arcului de înfășurare (relația 11) și scade deformația transversală și deci și presiunea pe care o cauzează, ceea ce explică efectul deosebit de important al diametrului roții de curea (în anumite limite ale acestuia) asupra durabilității.

c) *Curelele trapezoidale înguste* prezintă o durabilitate mărită în raport cu cele normale datorită presiunii de contact mai mici la tensiuni inițiale de aceeași valoare. Comparînd rezultatele experimentale obținute pe curele înguste profil 19 și curele normale profil C încercate în aceleași condiții (fig. 5) și calculînd presiunile ce au avut loc între curea și canal în ambele cazuri, se constată că cele două diagrame se apropie mult.

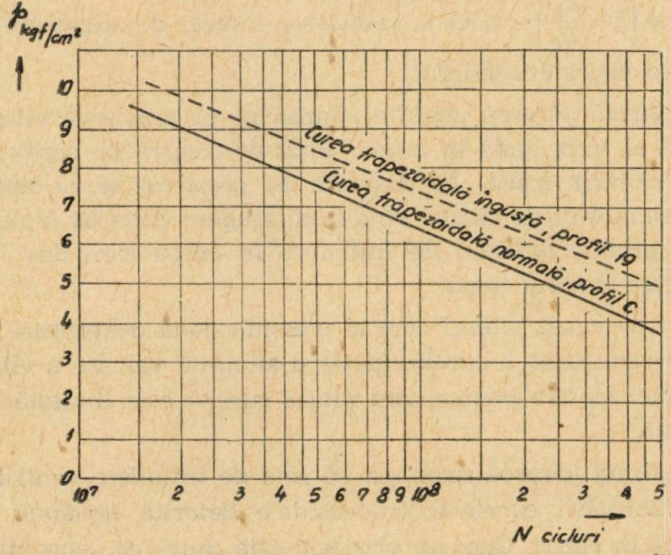


Fig. 5. Diagrame comparative ale presiunilor la curele normale profil C și curele înguste profil 19.

d) *Încovoierea la curele trapezoidale înguste* are un efect mai redus datorită deformației transversale mai reduse a acestora, ceea ce asigură un contact mai uniform între curea și canal și deci o presiune mai redusă la aceeași tensiune inițială. Aceasta explică desigur și diferența care se mai menține între diagramele de durabilitate în funcție de presiune la curele înguste și normale (fig. 5).

e) *Puterea transmisă și durabilitatea* sînt legate între ele prin viteza de alunecare datorită alunecării elastice. Ca urmare, puterea transmisă de curea are un efect hotărîtor asupra durabilității căci cu creșterea puterii, crește viteza de alunecare și deci și uzura.

4. CONCLUZII

Noua teorie are o serie de concluzii și implicații de o deosebită importanță practică.

1. Creșterea importanței învelișului curelei, astfel încît calitatea pînzei de înveliș devine hotărîtoare în ceea ce privește durabilitatea curelei. Această concluzie impune căutarea de noi soluții tehnologice pentru pînza de înveliș între care învelișurile din țesături de mase plastice de mare rezistență la uzură prezintă un deosebit interes practic.

2. Mărirea modulului de elasticitate longitudinal al curelei E_t, ceea ce contribuie la aceeași sarcină transmisă prin curea, la reducerea alunecării specifice $\left(\xi = \frac{\sigma_u}{E_t}\right)$ și deci la reducerea vitezei de alunecare și la creșterea în consecință a durabilității.

3. Se infirmă părerea unanim admisă că cu creșterea vitezei curelei, durabilitatea ei, exprimată în număr total de treceri ale curelei peste roți (număr de cicluri) scade. În realitate în acest caz se va obține chiar o creștere a numărului de cicluri pînă la distrugere datorită faptului că forțele masice produc tensiuni de întindere în curea care duc la scăderea presiunii dintre curea și canal.

Desigur, creșterea vitezei curelei prezintă două neajunsuri : reducerea capacității de tracțiune a curelei (peste o anumită valoare a vitezei) și încălzirea curelei motive pentru care viteza curelei este limitată la anumite valori maxime.

4. Se infirmă părerea unanimă că rola de întindere contribuie la reducerea durabilității curelelor trapezoidale datorită tensiunii alternante ce o provoacă în curea. Cum nu oboseala este cauza de ieșire din uz a curelelor, rola de întindere poate fi admisă.

De asemenea recomandarea de folosire a rolelor de întindere cu canal (care nu produc tensiuni alternante în curea) nu este justificată, căci duce la creșterea presiunii dintre curea și canal datorită scăderii unghiului de înfășurare.

5. Ca încercări tehnologice nu mai este necesar să se încerce curele pe standuri de durabilitate, ci este suficient să se încerce segmente de curea la uzură, modelînd presiuni și viteze apropiate de cele din realitate.

6. Standurile de încercare a curelelor la durabilitate în gol nu modelează fenomenul real de uzură și ca urmare nu pot fi recomandate pentru încercarea curelelor.

Că lucrările stau astfel rezultă și din faptul că la BAM (Bundesanstalt für Materialprüfung) din Berlin s-a trecut la încercarea la durabilitate pe standuri cu transmitere de putere [7].

Alături de standurile cu transmitere de putere se utilizează și standuri fără transmitere de putere însă în circuit închis, cu alunecare forțată, care modelează atît presiunea cît și viteza de alunecare.

De fapt însă încercările la durabilitate cu transmitere de putere nu admit o extrapolare a rezultatelor experimentale.

Într-adevăr la încercarea în sarcină, presiunea se realizează printr-o forță inițială de întindere și numai dacă pentru transmiterea unei anumite puteri se va aplica în exploatare aceeași forță inițială ca și cea aplicată la încercare, rezultatele obținute vor fi comparabile.

Este adevărat că cu creșterea forței inițiale de întindere la transmiterea unei sarcini anumite scad viteza și arcul de alunecare. Dar probabil că cele două mărimi nu se compensează reciproc în ceea ce privește durabilitatea curelei.

7. Durabilitatea unei curele se va stabili în funcție de presiune și de drumul de uzură, mărimi ce pot fi determinate pe segmente de curea (vezi 4.4.).

Pentru stabilirea durabilității unei curele este suficient să se cunoască presiunea, lungimea arcului de alunecare, puterea transmisă, viteza curelei. În funcție de drumul de uzură determinat experimental pentru presiunea dată se poate calcula durabilitatea curelei. În felul acesta nu mai este necesar să se determine durabilitatea în funcție de diametrul roților, în funcție de putere, viteză, frecvența trecerilor sau raportul de transmitere. Toate aceste mărimi sînt cuprinse implicit în presiunea și drumul de uzură.

8. Dacă se compară între ele presiunile dintre curea și canal la curelele trapezoidale, normale și înguste standardizate, rezultă clar superioritatea curelelor înguste în raport cu curelele normale (tabelul 1).

Tabelul 1

Presiunile între curea şi canal la curelele trapezoidale normale şi înguste

Profilul curelei		$p=\ ,75\ \frac{A_c\sigma_0}{hD_p}$ kgf/cm²	$p=\sigma_0\frac{h}{D_p}\left(2{,}75\frac{a_0}{h}-1\right)$ kgf/cm²
Curele normale	Y(6×4)	$1{,}25\ \sigma_0/D_p$	$3{,}12\ \sigma_0\ h\ D_p$
	Z(10×6)	$2\ 15\ \sigma_0/D_p$	$3{,}5\ \ \sigma_0\ h/D_p$
	A(13×8)	$2{,}80\ \sigma_0\ D_p$	$3{,}45\ \sigma_0\ h\ D_p$
	B(17×11)	$3{,}70\ \sigma_0/D_p$	$3{,}2\ 5\ \sigma_0\ h/D_p$
	C(22×14)	$4{,}5\ 0\ \sigma_0/D_p$	$3{,}32\ \sigma_0\ h,D_p$
	D(32 ×19)	$6{,}92\ \sigma_0/D_p$	$3{,}64\ \sigma_0\ h/D_p$
	E(38×25)	$7{,}92\ \sigma_0,D_p$	$3{,}17\ \sigma_0\ h/D_p$
Curele înguste	SPZ(9,5×8)	$1{,}82\ \sigma_0/D_p$	$2{,}27\ \sigma_0\ h/D_p$
	SPA(12,5×10)	$2{,}45\ \sigma_0\ D_p$	$2{,}41\ \sigma_0\ h/D_p$
	SPB(16,5×13)	$3{,}25\ \sigma_0/D_p$	$2{,}5\ \ \sigma_0\ h/D_p$
	S19(19×15,6)	$3{,}7\ 0\ \sigma_0/D_p$	$2{,}3\ 5\ \sigma_0\ h,D_p$
	SPC(22×18)	$4{,}2\ 5\ \sigma_0\ D_p$	$2{,}3\ 5\ \sigma_0\ h,D_p$

Din tabelul 1 se constată de asemenea că presiunile cresc cu secţiunile profilelor curelelor, la aceleaşi σ_0 şi D_p.

Dacă se menţine constant raportul $\frac{h}{D_p}$ se obţine pentru presiune relaţia :

$$p=\frac{\sigma_0 h}{D_p}\left(2{,}75\frac{a_0}{h}-1\right) \tag{14}$$

Relaţia (14) a rezultat înlocuind în (13)

$$p=\frac{A_c\sigma_0}{D_p h\ \mathrm{tg}\frac{\alpha}{2}}$$

valoarea lui A_c (secţiunea curelei)

$$A_c=h\left(a_0-h\ \mathrm{tg}\frac{\alpha}{2}\right)$$

unde

a_0 este lungimea bazei mari a trapezului

$$\alpha=40°.$$

Dacă se compară presiunile obţinute, menţinîndu-se raportul $\frac{h}{D_p}$ constant, se obţin valorile indicate în tabelul 1, coloana 3. Se constată în acest caz o împrăştiere a valorilor presiunilor de contact, variind în limitele a 13,5% la curelele normale şi 10% la curelele înguste.

Dacă se calculează presiunile admiţînd pentru fiecare curea diametrul minim de roată de curea se obţin valorile din tabelul 2.

Tabelul 2

Presiunile între curea și canal pentru rotire de diametru minim

Profilul curelei		D_{min}, mm	p kgf/cm²
Curele normale (STAS 1162-60)	Y(6×4)	63	0,20 σ_0
	Z(10×6)	90	0,24 σ_0
	A(13×8)	125	0,22 σ_0
	B(17×11)	200	0,18 σ_0
	C(22×14)	300	0,16 σ_0
	D(32×19)	500	0,14 σ_0
	E(38×25)	630	0,13 σ_0
Curele înguste (DIN 7860)	SPZ(9,5×8)	63	0,21 σ_0
	SPA(12,5×10)	90	0,27 σ_0
	SPB(16,5×13)	140	0,23 σ_0
	S19(19×15.6)	180	0,20 σ_0
	SPC(22×18)	224	0,19 σ_0

Din analiza acestui tabel se vede că presiunile scad cu creșterea secțiunii profilului, scăderea aceasta fiind mult mai puțin accentuată decît creșterea presiunii la același diametrul D_p.

Această analiză impune o reconsiderare a diametrelor minime standardizate pentru curelele trapezoidale normale și înguste. De asemenea, trecînd la standardizarea profilelor curelelor în funcție de lățimea primitivă a curelei, s-ar putea realiza o gamă de profile avînd presiuni mai apropiate la același raport $\frac{h}{D_p}$. Cu această ocazie va trebui să se țină însă seama și de presiunea suplimentară datorită deformației secțiunii transversale a curelei, la înfășurarea ei pe roți.

Noua teorie poate reprezenta baza unei noi metode de calcul a curelelor trapezoidale la durabilitate. Desigur mai sînt încă unele probleme ce urmează a fi studiate și care stau în prezent în atenția autorului.

BIBLIOGRAFIE

1. Reșetov, D. N., Levina, Z. M., Kaminskaia, V. V., *Tablicinie rasciotî detalei stankov*, Mașghiz, Moscova, 1952.
2. Horovitz, B., Studiul experimental al durabilității curelelor trapezoidale fabricate în R.P.R. Buletinul științific și tehnic al IPT, Tom 7, Fasc. 1, 1962.
3. Bussmann, K. H., Jahresübersicht Treibriemen und Riementriebe, Z. VDI nr. 6, 1960, pag. 252 și nr. 6, 1961, pag. 276—78.
4. Molle, R., Etudes experimentalles relatives à la lubrification des paliers, aux transmission par courroies, Automatisme, nr. 5, 1957, pag. 169/76.
5. Pronin, V. A., *Klinoremennie i frictionnie peredacii i variatori*, Mașghiz, Moscova, 1960.
6. Niemann, G., *Maschinenelemente*, Bd. II, Springer Verlag, Berlin, 1960.
7. Schrimmer, P. und Lösche, H., Treibriemen, Riementriebe und Treibriemenprüfung, Klepzig Berichte, nr. 1, 1964 — pag. 4/12.

НОВАЯ ТЕОРИЯ ПРОЧНОСТИ КЛИНОВЫХ РЕМНЕЙ

(РЕЗЮМЕ)

Расчет прочности ремней производится в настоящее время при помощи общих методов применяемых при расчете деталей машин на ограниченую прочность. Если данный метод оказался соответствующим, в некоторой степени, в случае кордтканневых ремней у которых выход из строя ремня происходит из-за раскосмачивания последнего в результате переменных напряжений скольжения между кордом и резино, этот метод не применим в случае кордшнуровых ремней, выход которых из употребления является результатом износа боковых поверхностей ремня.

Ряд экспериментальных результатов полученных автором, а также и обработка опытных данных опубликованных в литературе по специальности, указывают на то что вопрос прочности клиновых кордшнуровых ремней должен рассматривается как вопрос износа и следовательно, решатся соответствующим образом. Поэтому, на прочность ремня будет влиять напряжение монтажа посредством контактного давления между ремнём и кановкой колеса, а передаваемая ремнём нагрузка влияет через скорость скольжения.

Напряжение изгиба влияет на прочность ремня через дополнительное контактное напряжение, за счет деформации сечения ремня.

NEUE GESICHTSPUNKTE ZUR ZEITFESTIGKEIT DER GUMMI-KEILRIEMEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Die Theorie der Lebensdauerberechnung der Treibriemen beruhte bislang auf die Prinzipien aller anderen Maschinenteile, nämlich auf die Zeitfestigkeitsgleichungen. Wenn diese Theorie in gewissem Masse für die Paketcordkeilriemen entsprochen hat, bei welchen die Zerstörung der Ermüdung des Riemens infolge der Gleitspannungen zwischen den Cord-Schichten zuzuschreiben ist, so kann sie den Kabelcord-Keilriemen nicht mehr angewendet werden, bei welchen Verschleiss die Ursache der Zerstörung des Riemens ist. Eine Reihe von Versuchsergebnissen des Verfassers so wie die Bearbeitung der in der Fachliteratur veröffentlichen Versuchsdaten zeigen, dass die Zeitfestigkeit der Kabelcord-Keilriemen als eine Frage des Verschleisses betrachtet und behandelt werden muss. Infolgedessen wird die Lebensdauer der Keilriemen von der Vorspannung mittels der Kontaktpressung zwischen Riemen und Rille, und von der vom Riemen übertragenen Kraft mittels der Gleitgeschwindigkeit beeinflusst. Die Biegespanung wirkt sich auf die Lebensdauer durch die zusätzliche Kontaktpressung aus, mittels der Querverformung des Riemens. Die infolge der Fliehkraftspannung entstandene Spannung führt zur Entlastung des Riemens von der Kontaktpressung.

SISTEM AUTOMAT PENTRU REGLAREA CURENTULUI LA GENERATOARE DE PLASMĂ

DE

D. BECHERESCU, R. MINGES, FR. WINTER

Posibilităţile largi de folosire a temperaturilor foarte înalte pentru obţinerea unor acoperiri superrefractare, determină un interes crescînd pentru adaptarea generatorului de plasmă la condiţiile de lucru impuse de chimia silicaţilor.

Realizarea unor procese fizico-chimice în condiţii riguros reproductibile cere stabilizarea regimului de funcţionare a generatorului, atît în ceea ce priveşte aportul de energie electrică cît şi alimentarea sistemului cu gaze, substanţele supuse încercării şi apă de răcire. În literatură sînt descrise instalaţii la care controlul parametrilor arătaţi se face centralizat, la un panou de comandă dotat şi cu aparatură pentru semnalizarea şi protecţia automată în cazul supraîncărcării sursei de curent, întreruperii apei de răcire şi scăderii debitului de gaze sub o anumită limită [1], [2], [3]. Într-o lucrare anterioară [4] autorii au descris realizarea unui dispozitiv pentru amorsarea şi reamorsarea automată a generatorului, dispozitiv care simplifică pornirea şi evită degradarea ireversibilă a probei expusă jetului de plasmă în cazul întreruperilor accidentale la studiul unor reacţii chimice, cum ar fi sinteza nitrurilor metalice, carburilor metalice etc.

Cercetările au arătat că regimul termic al generatorului de plasmă depinde în primul rînd de intensitatea curentului. Pentru a îmbunătăţi reproductibilitatea rezultatelor experimentale în sinteze chimice şi la realizarea acoperirilor superrefractare, ne-am propus realizarea unei instalaţii de stabilizarea intensităţii curentului prin reglare automată. Această stabilizare prezintă o importanţă deosebită pentru evaluarea temperaturii jetului de plasmă pe cale spectroscopică [5].

DESCRIEREA INSTALAŢIEI

Generatorul de plasmă care se supune reglării automate a intensităţii curentului a fost realizat în laboratorul de silicaţi a facultăţii de Chimie Industrială din Timişoara. Generatorul lucrează în curent continuu, este

alimentat de la un dinam cu autoexcitație în paralel și absoarbe o putere electrică de 60 kW. Se aplică o reglare automată prin impulsuri cu ajutorul unui potențiometru electro-mecanic automat tip SP-6 modificat, destinat inițial înregistrării temperaturii măsurată cu termocupluri [6]. Schema de principiu a aparatului netransformat rezultă din figura 1.

Pentru a putea îndeplini funcția de regulator, în cadrul unui sistem de stabilizare automată, potențiometrul SP-6 a fost supus următoarelor modificări :

— S-a întrerupt legătura mecanică dintre mecanismul de echilibrare *ME*, antrenat de motorul electric *EM* și cursorul *C* al reostatului R_c din circuitul de compensare.

— S-a atașat potențiometrului o rezistență variabilă R_1, legată în circuitul de excitație al dinamului (fig. 2) și s-a cuplat cursorul rezistenței cu mecanismul de echilibrare.

— Termocuplul *T.C.* de la intrarea potențiometrului s-a înlocuit cu o rezistență fixă R_3 legată în serie cu electrozii generatorului de plasmă (fig. 2).

În conformitate cu modificările realizate, curentul I_p din circuitul generatorului de plasmă se menține constant la o valoare corespunzătoare

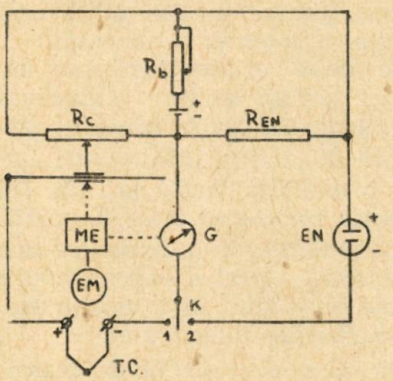


Fig. 1.

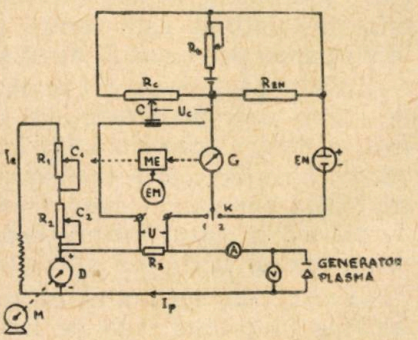


Fig. 2.

căderii de tensiune U de pe rezistența R_3, egală cu tensiunea de compensare U_c.

Galvanometrul *G* cu testare periodică (mecanică), comandă acțiunea mecanismului de echilibrare *ME* în funcție de deviația acului indicator, adică în funcție de diferența U_c—U, care reflectă a aterea parametrului reglat (I_p) de la valoarea prescrisă. Mecanismul de echilibrare deplasează cursorul C_1 în mod *discontinuu*, la intervale de 3,6 secunde, deplasările fiind proporționale cu deviația galvanometrului, adică abaterea. În felul acesta se dezvoltă o acțiune de reglare prin impulsuri, cu caracter integral.

Schema bloc a sistemului de reglare automată realizat, este redată în figura 3.

Instalația de plasmă se pune în funcțiune cu dispozitivul de automatizare deconectat. Se pornește grupul convertizor și dispozitivul de amorsare automată. După aprinderea arcului, acționînd asupra reostatului manual R_2, se aduce curentul I_p aproape de valoarea dorită. Se conectează dispozitivul de automatizare și acesta în continuare aduce și menține curentul I_p la valoarea prescrisă de poziția cursorului C. La oprirea instalației se procedează invers, deconectînd mai întîi dispozitivul de automatizare și apoi sursa de curent.

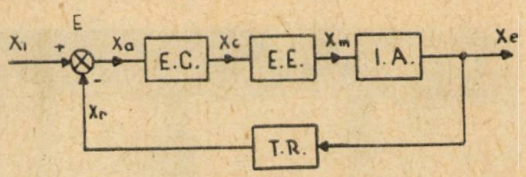


Fig. 3 :

E_{cp} — element de comparare (circuitul galvanometului G pentru aflarea diferenței U_c—U) ; $E.C.$ — element de comandă (mecanismul de echilibrare al potențiometrului SP—6) ; EE — elementul de execuție (sistemul de antrenare al cursorului C_1) ; $I.A.$ — instalația automatizată (generatorul de plasmă inclusiv sursa de curent) ; TR — traductor de reacție (rezistența fixă R_3) ; X_I — mărime de intrare (tensiunea U_c) ; X_e — mărime de ieșire (intensitatea curentului I_p) ; X_r — mărime de reacție (tensiunea U) ; X_a — mărime de acționare (U_c —U) ; X_c — mărime de comandă (acțiunea mecanismului de echilibrare asupra sistemului de antrenare al cursorului C_1) ; X_m — mărime de execuție (poziția cursorului C_1).

Reostatul R_1 este prevăzut cu două contacte pentru semnalizarea luminoasă și acustică cînd cursorul C_1 atinge limitele cursei sale și dispozitivul de automatizare pierde capacitatea de acționare. Atunci se modifică manual poziția cursorului C_2, ținînd cont de felul semnalului luminos (maxim, minim).

Proprietățile dinamice ale generatorului de plasmă și ale sistemului de reglare automată realizat, rezultă din oscilogramele figurilor 4 și 5. Figura 4 redă variația curentului I_p (1) respectiv a curentului de excitație I_e (2), în lipsa reglării automate, după o modificare în salt a poziției cursorului C_2 (fig. 2). Din curba *1* rezultă că în cadrul sistemului de reglare automată, generatorul de plasmă se comportă ca un element aperiodic de ordin superior. Figura 5 reflectă variația curentului I_p (1) și a curentului de excitație (2) după aceeași perturbare, însă cu dispozitivul de automatizare în funcțiune. Se constată că după aproximativ 30 secunde curentul I_p devine staționar, revenind la valoarea inițială (reglare integrală).

Regimul tranzitor relativ lung s-ar putea scurta micșorînd intervalul dintre impulsuri sub 3,6 secunde. Comportarea dinamică a generatorului de plasmă ar permite această micșorare, în schimb intervalul de aproximativ 3,6 secunde este necesar pentru amortizarea oscilațiilor acului galvanometrului, care apar după fiecare palpare a poziției. Utilizînd alte soluții aparative, de exemplu un dispozitiv de automatizare cu amplidină și ca sursă de curent un dinam cu excitație externă, comportarea dinamică a sistemului de reglare automată s-ar putea ameliora considerabil. Apreciem însă că varianta mai simplă aplicată în cadrul lucrării este corespunzătoare pentru scopul urmărit, întrucît perturbări puternice sub forma sem-

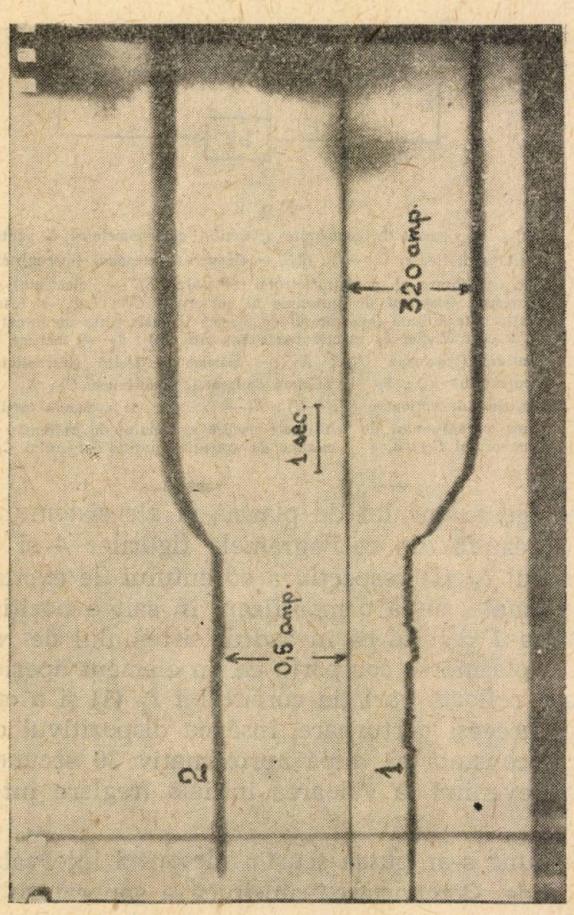


Fig. 4.

Fig. 5.

nalului treaptă utilizat pentru obținerea oscilogramelor din figurile 4 și 5 nu intervin la exploatarea curentă a generatorului de plasmă, iar fluctuațiile lente ale regimului de funcționare sînt compensate, intensitatea curentului I_p rămînînd constantă, domeniul de lucru fiind 200—400 amperi.

Reglarea automată a intensității curentului generatorului de plasmă, în modul prezentat în această lucrare, a permis realizarea unor condiții optime de lucru la obținerea de acoperiri superrefractare de calitate superioară ca și pentru sintetizarea unor produși chimici cu refractaritate foarte ridicată.

BIBLIOGRAFIE

1. K. V. Vasiliev, *Gazoclektriceskaia rezka metalov.* p. 117, Moskva Maşghiz (1963).
2. S. C. Poulsen, Machinery 99, 906 (1961).
3. E. A. Gerhold, British welding Journal 7, 327 (1960).
4. D. Becherescu, A. Policec, R. Minges, Buletin ştiinţific şi tehnic I.P.T. 10, 29 (1965).
5. R. Brückner, Berichte der Deutsch. Keram. Gesellsch. 40, 603 (1963).
6. V. P. Preobrejenski, *Măsurări şi aparate de măsurat termotehnice* p. 118 Bucureşti Ed. Tehnică (1960).

АВТОМАТИЧЕСКАЯ СИСТЕМА ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОКА В ГЕНЕРАТОРАХ ПЛАЗМЫ

(РЕЗЮМЕ)

Описывается новая схема генератора плазмы с автоматическим регулированием силы тока. Генератор питается от преобразовательного агрегата постоянного тока мощностью в 60 квт. В качестве автоматизированного приспособления применяется электромеханический автоматический потенциометр, с соответствующими изменениями, который оказывает регулировочное действие через импульсы интегрального характера.

В предпринятых исследованиях связанных с химическими синтезами при высоких температурах, а также и в связи с получением сверхогнеупорных покрытий, автоматическое регулирование силы тока позволило получение точных условий воспроизведения. В тоже время автоматическое регулирование дало возможность строгого определения, спектроскопическим путём, температуры плазменной струи.

VORRICHTUNG ZUR SELBSTTÄTIGEN REGELUNG DER STROMSTÄRKE AN PLASMABRENNERN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Es wird eine neuartige Plasmaanlage mit selbsttätiger Regelung der Stromstärke beschrieben. Der Plasmabrenner wird von einem Gleichstromdynam gespeist und hat eine Leistungsaufnahme von 60 kW. Als Regler wird ein entsprechend abgeänderter elektro-mechanischer automatischer Potentiometer verwendet, der eine Impulsregelung mit integralem Charakter ausübt.

Die selbsttätige Stromstärkeregelung hat es ermöglicht eine gute Reproduzierbarkeit bei der Erforschung chemischer Synthesen bei hohen Temperaturen sowie bei der Herstellung hochfeuerfester Deckchichten zu erreichen. Gleichfalls wurde die Möglichkeit einer genauen spectroskopischen Temperaturmessung am Plasmabrenner gegeben.

CONTRIBUȚII LA CALCULUL ȘI PROIECTAREA REGULATOARELOR CENTRIFUGE CU ROLE

DE

V. BERINDEAN

Variațiile de turație din cauza insensibilității admisibile la motoarele de tracțiune, a căror regim de turație normal este regimul cu turație variabil, nu sînt admisibile în cazul motoarelor stabile unde mașinile antrenate și în special generatoarele de curent alternativ necesită o turație mult mai constantă. Regulatorii insensibili au inerție mare în funcționare, la variații bruște de sarcină permit mult depășirea limitelor permise de gradul de neregularitate al regulatorului, iar revenirea la regimul de funcționare stabil are o durată lungă.

De aceea este absolut necesar să se reducă la maximum frecările proprii care micșorează capacitatea de lucru a regulatorului.

O construcție de regulator la care frecările sînt reduse prin înlocuirea frecării de alunecare cu frecare de rostogolire este dată în figura 1. Cele patru contragreutăți sînt formate din cîte o rolă *2* montată pe un fus care la ambele capete are cîte o rolă mică care rulează pe ghidaj. Rolele acționează asupra mufei *4* prin intermediul inelului mufei *3* planul de contact fiind înclinat la 45°. Forță centrifugă a rolelor este echilibrată de tensiunea resoartelor *6* și 7. Frecarea de alunecare a inelului mufei fiind mai mare decît frecarea rolelor mici micșorarea se face prin rostogolirea rolelor mici, astfel frecarea de alunecare este înlocuită în cea mai mare parte prin frecare de rostogolire.

Determinarea poziției centrului B al rolei mici este determinată de relațiile care se pot scrie în triunghiul ABC, fig. 2.

în care

$$\sin B = \frac{b}{a} \sin A$$

$$a = \rho - r$$

$$b = \rho - r - S$$

$$\hat{A} = 90° + 45° = 135°$$

$$\hat{C} = 180 - (A + B)$$

$$c = a \frac{\sin C}{\sin A}$$

$$c' = c \sin 45°$$

distanţa de la axa regulatorului

$$R_1' = R + C'$$

unghiul : α

$$\cos\alpha = \frac{c'}{\rho - R}$$

unghiul : ψ

$$\psi^\circ = 180^\circ - 45^\circ - \alpha^\circ$$

Din figura 2 rezultă :

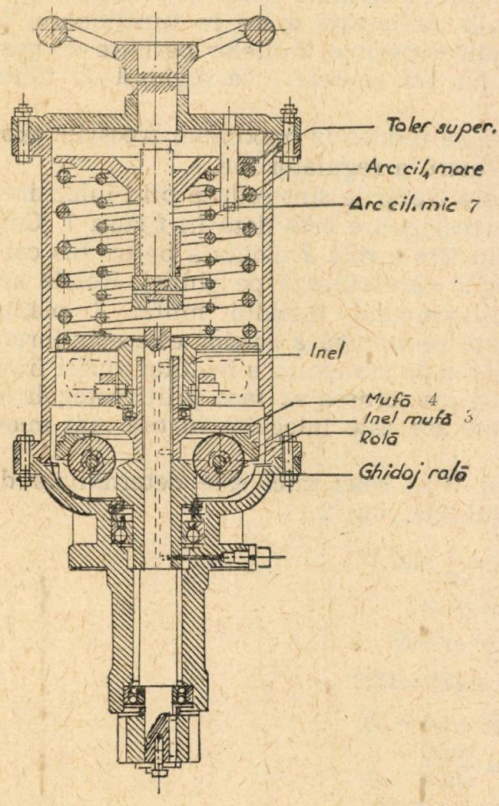
$$C_b = C' \frac{\sin\alpha}{\sin\psi}$$

în care :

$$c' = mR\omega^2$$

$$C_a = c\frac{\sin 45^\circ}{\sin\psi}$$

analog avem :



$$G_b = G\frac{\sin(90^\circ - \alpha^\circ)}{\sin(45^\circ + \alpha^\circ)}$$

$$G_a = G\frac{\sin 45^\circ}{\sin(45^\circ + \alpha^\circ)}.$$

Determinarea forţei care produce deplasarea mufei echilibru :

$$F' + G_b = C_b + \mu_1 (G_a + C_a)\sin(45^\circ + \alpha^\circ) + (G_a + C_a)\cos(45^\circ + \alpha)$$

$$F' = C_b + G_b + (G_a + C_a)[\cos(45^\circ + \alpha) + \mu_1 \sin(45^\circ + \alpha)].$$

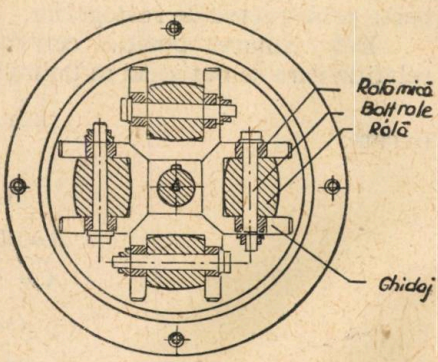


Fig. 1.

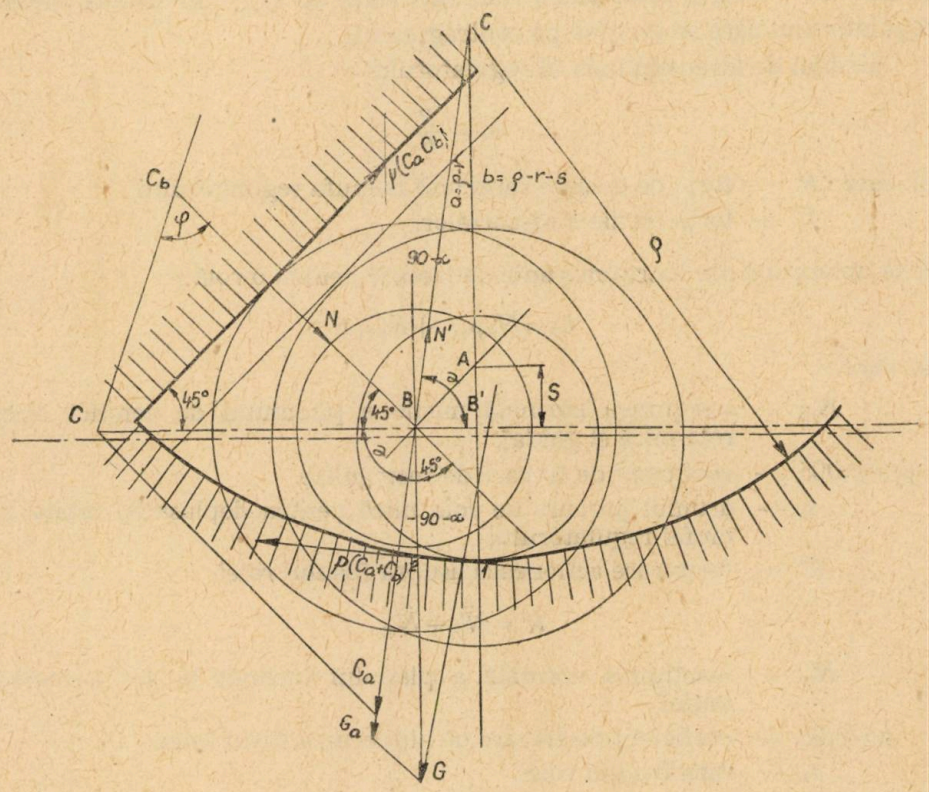


Fig. 2.

Forța paralelă cu axa mufei, figura 3.

$$F'' = \frac{F}{\cos 45°}.$$

Forța din resort :

$$F = 4F'' - G_0$$

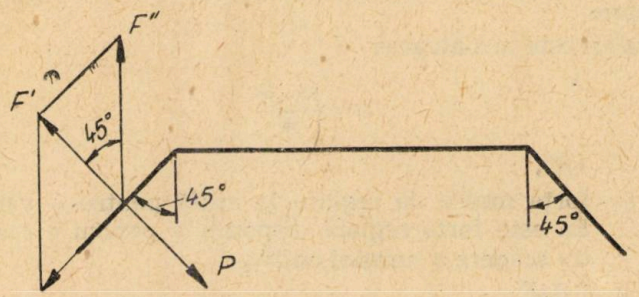


Fig. 3.

în care $4F''$ — forța celor patru contragreutăți, iar G_0 — greutatea pieselor regulatorului care se sprijină pe contragreutăți.

Gradul de insensibilitate al regulatorului :

$$\varepsilon_r = \frac{R}{F}$$

în care : R — forța de frecare raportată la mufa regulatorului,
F — forța medie a resoartelor.

R se determină din lucrul mecanic de frecare pentru o rolă :

$$L_f = N'_m \mu_1 s_1 + R'_\mu r_1 \varphi$$

în care :

N_m — reacțiunea normală medie a punctului de contact dintre rola mică și ghidaj,
$\mu_1 = 0{,}005$ — coeficient de frecare de rostogolire,
s_1 — drumul parcurs de rola mică pentru deplasarea totală S a mufei regulatorului,
R' — forța care acționează asupra fusului rolei

$$\bar{R}' = \bar{N}'_m + \bar{N}_m ,$$

N'_m — reacțiunea normală a planului înclinat la 45° a inelului mufei,
$\mu = 0{,}08$ — coeficient de frecare de alunecarea fusul rolei,
r_1 — raza fusului rolei,
φ — unghiul de rotire a rolei mici pentru a se deplasa pe drumul S.

Forța redusă la mufă pentru o singură rolă se determină din

$$R' = \frac{L_f}{S} .$$

Randamentul mecanic al regulatorului ne dă partea din forța disponibilă pentru reglare pentru o variație a turației de 2% după ce s-a scăzut frecarea proprie.

Expresia lui este următoarea :

$$\eta = \frac{W - R}{W}$$

în care : $R = 4R''$,
W — forța medie de reglare la mufă pentru o variație de 2%. Ea este forța reglare disponibilă pentru o creștere respectiv scădere a turației cu 2%,
$W = 0{,}04F$.

Metoda de calcul tratată a fost aplicată pentru calculul regulatorului motorului Diesel tip B-100 ; rezultatele calculului sînt date mai jos :

Datele de proiectare admise :

$n = 720$ rot/min — turația regulatorului,
$\delta_r = 4\%$ — gradul de neregularitate al regulatorului,
$n_{min} = 705{,}6$ rot/min — turația de mers în sarcină,
$n_{max} = 734{,}4$ rot/min — turația de mers în gol,
$S = 2{,}68$ mm — cursa mufei,
$G = 0{,}687$ kg — greutatea rolei și a accesoriilor sale

Forța maximă a resoartelor — mers în gol

$$F_{max} = 78{,}922 \text{ kgf.}$$

Forțele se repartizează pe resoarte, conform relației :

Forța minimă la mers în sarcină : $F_0 = 78{,}922$ kgf

$$F_n = F \frac{D_n}{D_1^2 + D_2^2 + \ldots + D_n^2}.$$

Dimensiunile resoartelor sînt :

resort 1 : $D_1 = 166$ mm, $i = 4{,}5$ $d_1 = 16$ mm
resort 2 : $D_2 = 99$ mm, $i = 6$ $d_2 = 9$ mm.

Pe baza calculelor efectuate s-a stabilit că regulatorul cercetat are un grad de insensibilitate de $2{,}39\%$ și randamentul mecanic $= 39{,}6\%$. El este superior regulatoarelor cu role fără role mici de rulare.

Din calculul lucrului mecanic de frecare se poate vedea că partea cea mai mare a lucrului mecanic de frecare provine din frecările din fusurile rolelor mici, ar fi indicat astfel pentru micșorarea frecărilor să se utilizeze rulmenți. s-ar putea obține o sensibilitate mai mare a regulatorului.

BIBLIOGRAFIE

1. Artobolevski I. I., *Teoria mecanismelor și a mașinilor*. Editura tehnică 1956, p. 555—556.
2. Heinzmann F., Motortechnische Zeitschrift 1942, Heft 2, p. 38—39.

К РАСЧЕТУ И ПРОЕКТИРОВАНИЮ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ РЕГУЛЯТОРОВ С РОЛИКАМИ

(РЕЗЮМЕ)

В работе приводятся соотношения для расчета главных элементов центробежного регулятора с противовесами в виде роликов. Соотношения установлены в зависимости от хода муфты, измерение которого легко осуществить.

На отсновании установленных результатов приводятся соответствующие расчеты для двигателя на 100 ЛС.

Результаты расчета для регулятора с малыми роликами и со степенью нечувствительности 2,39% дали механический к. п. д. в 39,6%, что выше к. п. д. безроликовых регуляторов.

BEITRAG ZUR BERECHNUNG UND ZUM ENTWURF DER ZENTRIFUGALEN REGLER MIT ROLLENGEGENGEWICHTEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Die Arbeit stellt die Beziehungen der Berechnung der Hauptelementen eines Zentrifugal reglers mit Rollengegengewichten dar.

Die Beziehungen Werden ale Funktionen des Muffenhubes bestimmt, deren Abmessen praktisch sehr leicht ausführbar ist.

Auf dem Grunde des festgestellten Beziegungen gibt man die Resultate für einen Regler eines 100 P. S. Motor an.

Die Resultate der Berechnung, für einen Regler mit kleinen Laufrollen und einem Unempfindlichkeitsgrad von 2,39%, haben einen mechanischen Wirkungsgrad von 39,6% angegeben, der besser ist als derjenige der Regler ohne kleine Laufrollen.

DISPOZITIV DE MEMORARE PERMANENTĂ CU FERITE ȘI ELEMENTE SEMICONDUCTOARE

DE

V. BALTAC, VERONICA SALAMON

INTRODUCERE

Costul ridicat și dificultățile prezentate de construirea unor memorii operative rapide cu miezuri mangetice fac actuală preocuparea pentru construirea unor dispozitive de memorare permanentă (memorii fixe) în care să se păstreze cele mai uzuale programe și constante pentru un calculator electronic. În particular aceste memorii prezintă un interes deosebit pentru calculatoarele specializate care comandă instalații automatizate după un program fix. Memoriile fixe duc la însemnate economii de echipament electronic, la realizarea unor viteze extrem de ridicate și au o simplitate constructivă remarcabilă.

În lucrare ne-am propus construirea unui model de memorie fixă cu 32 adrese a 40 biți fiecare pe baza căruia să se poată construi memorii de capacitate mare (1 024 sau chiar 4 096 adrese).

1. PRINCIPIUL DE FUNCȚIONARE

Miezurile folosite pentru memorarea informației sînt ferite de înaltă permeabilitate cu ciclu de histereză nerectangular. Informația „1" este înscrisă prin trecerea firului de selecție prin miezul de memorie, iar informația „0" prin ocolirea lui [1] (fig. 1).

La trecerea unui impuls de curent prin unul din firele de selecție în înfășurarea de citire se induce tensiune numai în cazul cînd firul respectiv trece prin miez, notat cu bară oblică la intersecție. Folosind miezuri de diametru mic se pot obține tensiuni de citire relativ mari la un curent de selecție mic. Dezavantajul acestui sistem este în primul rînd variația mare de sarcină de la o adresă la alta. Sarcina minimă se obține cînd cuvîntul înscris este format numai din unități, iar sarcina maximă cînd cuvîntul este format numai din zerouri. Pentru a contrabalansa această neuniformitate a sarcinii am adoptat un al doilea rînd de miezuri prin care

firul de selecție trece în opoziție cu modul în care trece prin primul. Orice fir de selecție va trece prin urmare prin același număr de miezuri (fig. 2).

Teoretic se poate realiza astfel o memorie cu ocapacitate oricît de mare în același număr de miezuri

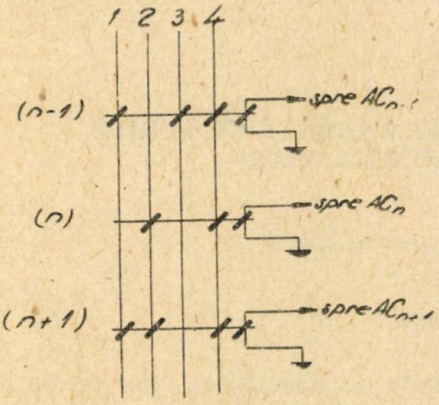


Fig. 1.

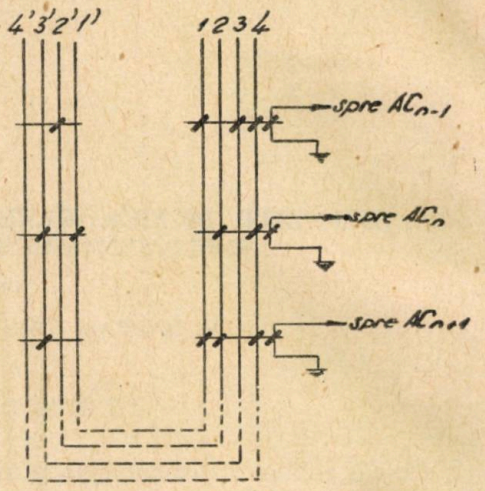


Fig. 2.

de memorie. În realitate sîntem limitați de dimensiunile geometrice ale miezului și ale conductoarelor și de zgomotul produs de firele neselectate.

Matricea de memorie este de tipul cu selecție liniară [2]. Selectarea adresei se face cu o matrice cu diode și transformatoare (fig. 3) care asigură pe firul adresei selectate un impuls de curent de aproximativ 100 mA cu o durată de 0,6 microsecunde.

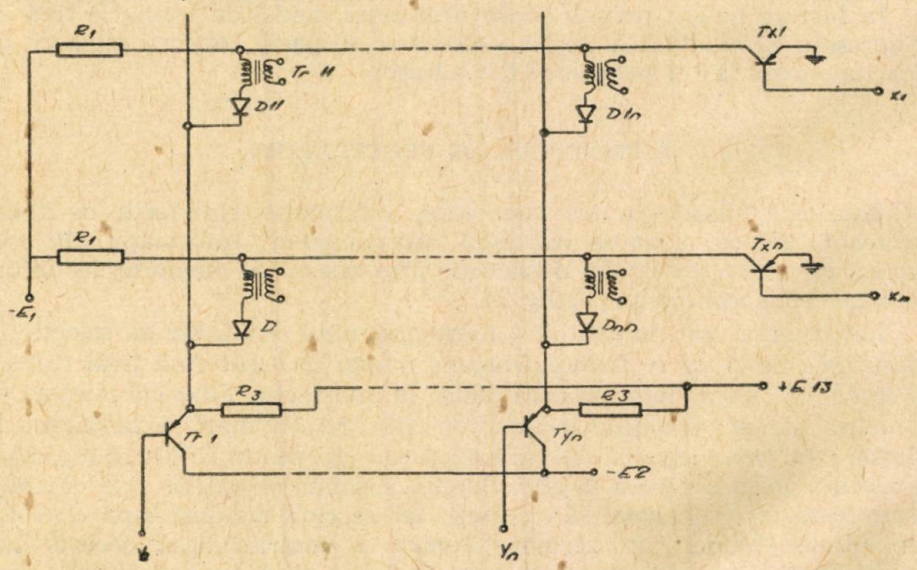


Fig. 3.

Alegerea unei durate reduse a impulsului de selecție a contribuit la reducerea ciclului total de referire la memorie. Reducerea acestui ciclu a mai fost realizată prin aplicarea la intrările $X_1, \ldots X_n$ a unor nivele statice de selectare, iar la intrările $Y_1, \ldots Y_n$ a unor impulsuri. Nivelul de selecție X_1 de exemplu, aduce tranzistorul T_{x1} în stare de saturație, deci colectorul său va avea aproximativ nivelul OV. Deși bara X_1 este selectată niciuna din diodele D_{1i} nu va conduce deoarece la bara Y_i avem potențialul de aproximativ +1 V, care se repetă în emitoarele tranzistoarelor T_{y1}—T_{yn}. Selectarea unei adrese se face aplicînd la bara Y corespunzătoare un impuls negativ suficient de mare, pentru a crea impulsul de curent dorit în secundarul transformatorului. Toate celelalte adrese sînt neselectate deoarece nivelul de la care pornește impulsul se alege astfel ca diodele să fie oricum invers polarizate, cu excepția selectării lor. Faptul că impulsul ajunge la matrice prin repetoare de emitor duce la timpi de creștere reduși, evitîndu-se saturarea tranzistoarelor cu fenomenele negative cunoscute. Tranzistoarele T_x sînt saturate, fenomen fără influiență, fiind vorba de nivele statice la intrări. S-au putut folosi tranzistori de putere medie cu frecvență de tăiere scăzută (EFT 131). Schema bloc a memoriei fixe cu 32 adrese realizată este prezentată în fig. 4.

Transformatoarele de coordonate sînt realizate din cîte două toruri de ferită de înaltă permeabilitate C1C produse de ICPE București care are diametrul mediu $d_{med} = 7{,}2 \cdot 10^{-3}$ m, secțiunea transversală $S = 3{,}42 \cdot 10^{-6}$ m^2 și permeabilitatea la impuls în jur de $\mu_\Delta = 3\,000$. Pe toruri s-au bobinat o înfășurare secundară cu $w_2 = 20$ spire. Miezurile de memorie au fost realizate din toruri de ferită cu aceleași proprietăți magnetice ca și precedentele, cu diametrul $d_{med} = 3 \cdot 10^{-3}$ m și $S' = 2 \cdot 10^{-6}$ m^2. Înfășurarea primară a miezurilor de memorie este chiar firul de selecție ($w_1' = 1$), iar ca înfășurare secundară s-a executat o bobină de citire cu $w_2' = 5$ spire. Pentru simplificarea amplificatoarelor de citire s-a proiectat sistemul astfel ca în bobina de citire să obținem un impuls de tensiune de circa 0,3 V la o tensiune de 12 V în primarul transformatoarelor de coordonate.

Pentru circuitul secundar al transformatorului de coordonate (fig. 5) se poate scrie relația :

$$W_2 \frac{d\Phi_{\text{coord}}}{dt} = nw_1' \frac{d\Phi_{\text{mem}}}{dt} + R_s i_s + L_s \frac{di_s}{dt} \qquad (1)$$

Neglijînd ultimii termeni va rezulta că pentru asigurarea fluxului necesar în secundar este necesar ca :

$$W_2 \frac{d\Phi_{\text{coord}}}{dt} \geqslant nw_1' \frac{d\Phi_{\text{mem}}}{dt} \qquad (2)$$

care integrată duce la relația :

$$W_2 S \Delta B_{\text{coord}} \geqslant nw_1' S' \Delta B_{\text{mem}}. \qquad (3)$$

În relația (3) se poate presupune cu suficientă aproximație că :

$$\Delta B \text{ coord} \cong \Delta B \text{ mem.} \tag{4}$$

deci :

$$W_2 S \geqslant n W_1' S' \tag{5}$$

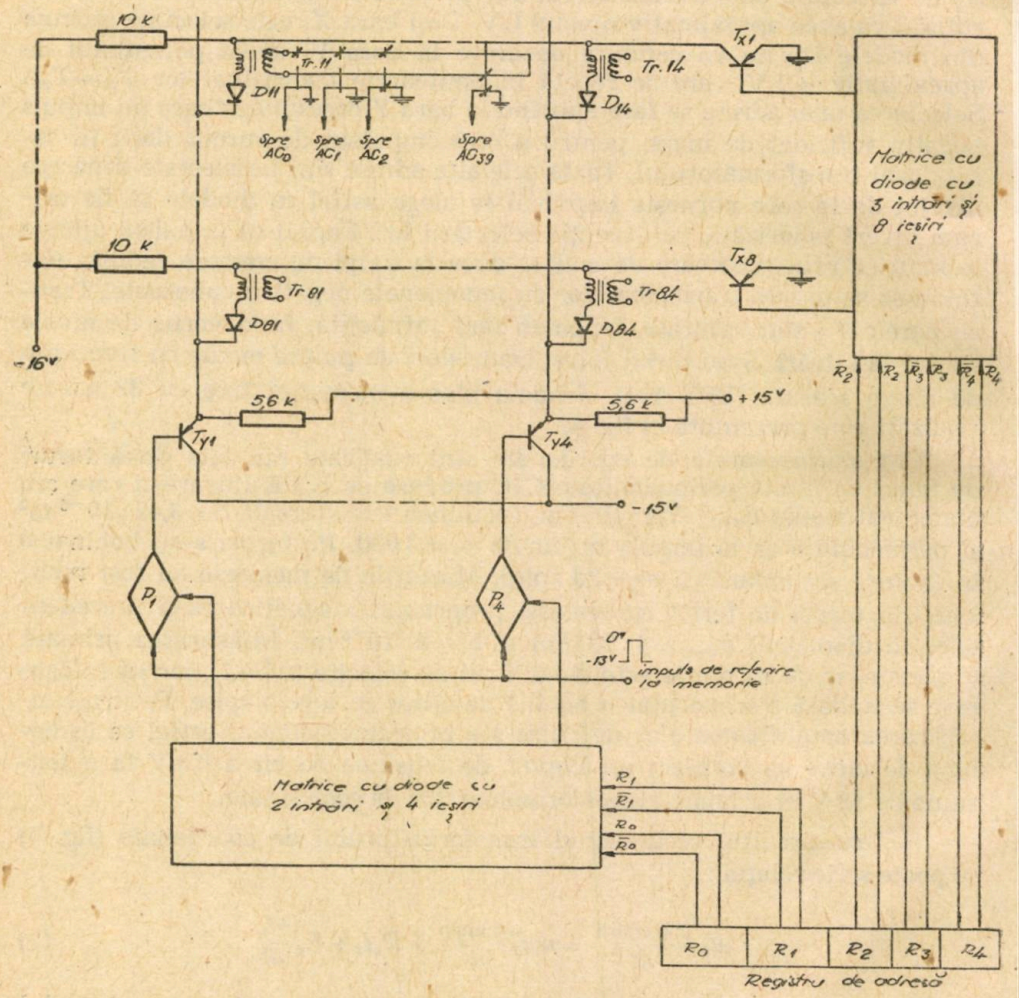


Fig. 4.

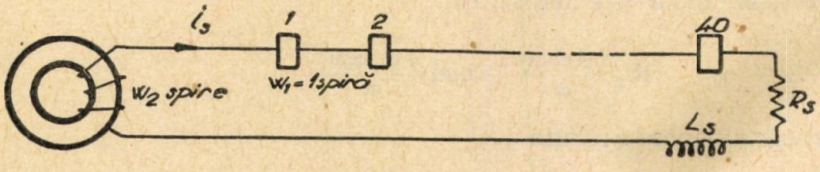


Fig. 5.

relație ce poate fi folosită pentru verificarea circuitului. În cazul memoriei experimentale :

$$w_2 S = 20 \cdot 6{,}84 \cdot 10^{-6} = 136{,}4 \cdot 16^{-6}\ \text{m}^2$$
$$n \cdot w_1' s' = 40 \cdot 1 \cdot 2 \cdot 10^{-6} = 80 \cdot 10^{-6}\ \text{m}^2$$

relația (5) este verificată.

Matricile decodificatoare au fost realizate cu diode semiconductoare EFD 108 de fabricație românească. Intrările matricilor sînt nivelele de tensiuni 0 V („0") și — 12 V („1") obținute de la trigherele registrului de adresă. Matricea care comandă barele verticale are pe fiecare bară de ieșire o poartă cu diode și transformatoare la intrarea de impuls a cărora se aplică un impuls de comandă care reprezintă impulsul de referire la memorie.

2. REZULTATELE EXPERIMENTALE

Memoria construită pe baza acestor principii este extrem de rapidă și practic nu avem întîrzieri mai mari de zecimi de microsecundă între impulsul de referire la memorie și impulsurile de la ieșirile amplificatoarelor de citire. Alegînd un impuls de referire la memorie de 0,6 microsecunde am obținut un ciclu de 1,5 microsecunde (fig. 6).

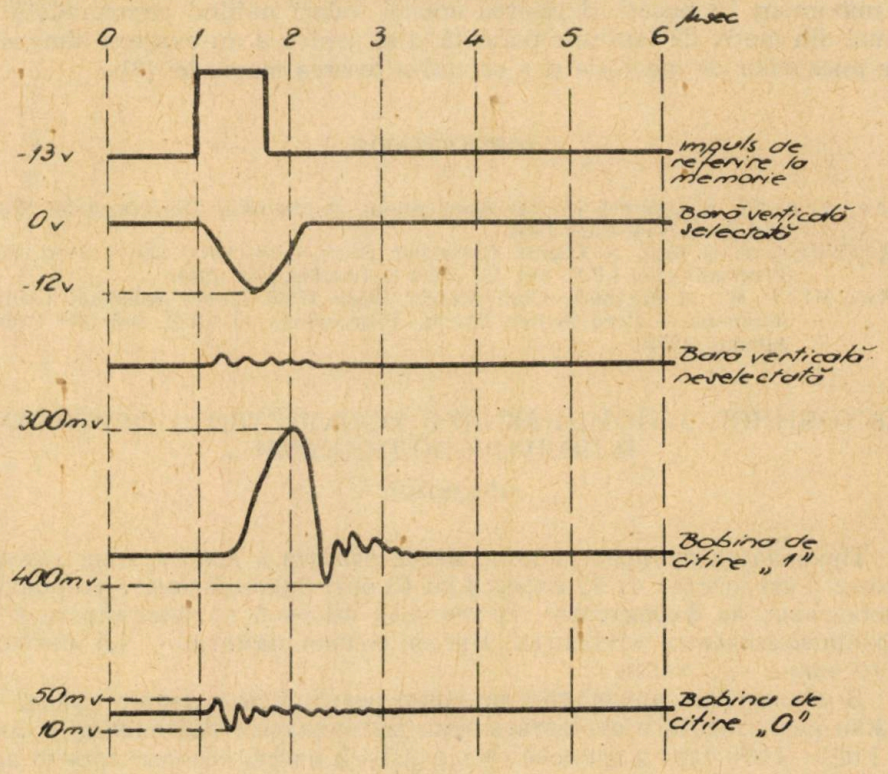


Fig. 6.

Intervalul între două referiri la memorie este mai mare și depinde de viteza cu care pot fi comutate ieșirile matricilor decodificatoare cu diode. Avînd la barele orizontale tranzistoare EFT 131 puternic saturate care nu pot fi comutate mai rapid de 2—3 microsecunde, vom considera perioada între două referiri la memorie 5 microsecunde, adică o frecvență de 200 kHz. Această frecvență de repetiție nu poae fi depășită și din considerentul puterii disipate pe tranzistori care provoacă încălzirea inadmisibilă a lor. La frecvența de 210 kHz montajul experimental a funcționat în bune condițiuni, temperatura tranzistoarelor din montaj nedepășind valorile admisibile.

Memoria experimentală a fost cablată cu un program de rădăcină pătrată și cubică scris în codul calculatorului MECIPT-1. Pentru dezvoltări ulterioare s-a prevăzut încă un număr de 9 biți în plus. Unul dintre aceștia se pot folosi pentru detectarea erorilor de paritate, fiind executată cablarea corespunzătoare. O deosebită importanță o au tensiunile parazite ce apar datorită curenților prin barele neselectate (diode invers polarizate au o rezistență finită) și datorită cuplajelor dintre firele de selecție. Pentru zgomotul din montajul experimental nu s-a depășit valoarea 40—50 mV la miezurile prin care trec în jur de 30 fire neselectate. Apreciem că într-o memorie de capacitate mare vor trebui grupate firele de selecție în grupe de maximum 50 bucăți, depășirea acestei valori nefiind recomandată nu numai din motiv de tensiune parazită ci și pentru a nu exagera dimensiunile miezurilor de memorie și a complica țeserea memoriei [3].

BIBLIOGRAFIE

1. Meyerhoff, A. (Editor), Digital Applications of Magnetic Devices, John Willey and Sons, New York 1960.
2. Kilburn, T. și alții, A Digital Computer Store with Very Short Read Time, Proceedings of I.E.E., vol. 107, Part B, London, nov. 1960.
3. Renwick, W., A Magnetic Core Matrix Store With Direct Selection Using a Magnetic — Core Switch Matrix, Proceedings, of I.E.E., vol. 104 Part B, London, 1957.

ПОСТОЯННОЕ ЗАПОМИНАЮЩЕЕ УСТРОЙСТВО С ФЕРРИТАМИ И ПОЛУПРОВОДНИКАМИ

(РЕЗЮМЕ)

Приводится принцип работы, метод расчета и конструкция запоминающего устройства на 32 адресса по 40 бит. Запоминающее устройство реализовано на ферритовых сердечниках высокой проницаямости и на полупроводниковых элементах. Время подачи памяти — 1,5 мксек, а всего цикла — 5 мксек.

В заключении приводятся опытные результаты а также вывод, что можно реализовать с отечественными материалами постоянные памяти на 1 024—4 096 слов в временем подачи 1—2 мксек, которые можно применить к быстродействующим счетным машинам.

MEMOIRE FIXE A FERRITES ET ELEMENTS SEMI-CONDUCTEURS

(RÉSUMÉ)

Dans ce travail on présente le fonctionement, la méthode de calcule et la construction d'une mémoire fixe avec 32 mots à 40 bits. La mémoire est realisée avec des noyaux de ferrite de haute perméabilité et des éléments semi-conducteurs. Le temps d'accès est de 1,5 microseconds et le cycle de 5 microseconds.

En conclusion on montre les résultats experimentaux et qu'il est possible de réaliser avec de materiels magnétiques et semi-conducteurs indigènes mémoires d'une capacité de 1 024—4 096 mots, attachables aux calculatrices rapides.

CERCETĂRI EXPERIMENTALE ÎN LEGĂTURĂ CU CARACTERISTICILE RELEELOR REGULATOARE DE TIP E.M.T. PENTRU AUTOCAMIOANE ŞI TRACTOARE *

DE

CONST. CHERLER şi I. BABUŢIA

1. INTRODUCERE

În prezenta lucrare se va trata numai problema neajunsurilor schemei electrice actuale şi modificarea propusă pentru înlăturarea lor, la turaţiile dinamului cuprinse între 1 500 şi 8 000 t/min.

Practica a arătat că actuala construcţie a releelor nu este satisfăcătoare în ce priveşte comportarea lor în funcţionare. Defecţiunile principale care au apărut în exploatare, sînt sudările contactelor elementului conjuctor-disjunctor, *CD*, al releului. Cauza principală a defecţiunilor însă nu este a acestuia, ci a elementului de reglare a tensiunii, *R.T.*

2. SITUAŢIA EXISTENTĂ

Ca să rezulte mai clar cum apare acest neajuns, este necesar a se urmări schema releului din fig. 1.

Se observă că schema releului cuprinde trei elemente :

1. Conjunctor-disjunctorul (*C.D.*), în care bobina de tensiune are rolul de a închide şi deschide circuitul principal al instalaţiei electrice, cînd începe încărcarea bateriei de acumulatoare, respectiv la oprirea instalaţiei. Bobina de curent a *C.D.*-ului are rolul de a slăbi cîmpul principal al bobinei de tensiune şi deci de a uşura şi grăbi deschiderea circuitului principal.

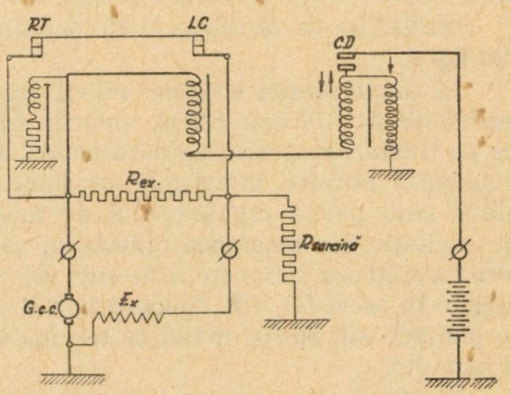


Fig. 1.

* Lucrare comunicată la Sesiunea Ştiinţifică I.P.T. din 16—17 mai 1964.

2. Limitatorul de curent (*L.C.*) reglează curentul de încărcare a bateriei de acumulatoare.

3. Regulatorul de tensiune (*R.T.*) este elementul principal al releului, care trebuie să menţină tensiunea de încărcare a bateriei în limite restrînse.

Fenomenul principal care se manifestă la acest tip de releu este apariţia oscilaţiilor inadmisibile ale tensiunii reglate, care ating valori sub cele ale bateriei de acumulatoare, dînd naştere la curenţi inverşi (de la acumulator la dinam), ce au efectul de micşorare a forţei de atracţie a paletei *C.D.*, pînă la eliberare. În consecinţă paleta *C.D.* începe să oscileze între poziţia de conectare şi de deconectare — regim inadmisibil de funcţionare.

Trebuie precizat că regimul de funcţionare a *R.T.*-ului şi *L.C.*-ului este caracterizat prin oscilaţii, corespunzînd unor scurtcircuitări şi descurtcircuitări ale rezistenţei de exictaţie a dinamului, în care caz curentul de rupere este sub 2 A.

În ce priveşte elementul *C.D.*, el este caracterizat prin tensiunea de conectare U_c şi de deconectare U_{dec}, urmărindu-se ca $U_c > U_{dec}$.

Fenomenul de sudare a contactelor *C.D.* apare atunci cînd acumulatoarele sînt încărcate, deci cînd curentul de încărcare al bateriei este mic, iar apariţia oscilaţiilor de tensiune provoacă curenţi inverşi mari. Cazul acumulatoarelor încărcate este în general întîlnit pe tractoare, iar cel al acumulatoarelor descărcate, mai mult la autocamioane, unde pornirile sînt mult mai dese, iar iluminatul mai mult utilizat.

Un alt fapt important în ameliorarea influenţei negative a oscilaţiilor, este realizarea diferenţei cît mai mari între tensiunea reglată şi tensiunea de conectare, cu alte cuvinte trebuie să existe inegalitatea generală pentru relee $U_R > U_c > U_{dec}$. Acest lucru este însă limitat de tensiunea maximă admisibilă pentru acumulatoare (determinată de fierberea acumulatoarelor) şi de curentul invers admis, determinat de releu.

Oscilaţiile de tensiune la dinam sînt determinate de schema releului din fig. 1.

În cazul acestei scheme, releul are o rezistenţă de excitaţie a dinamului de 40 ; 70 sau 125 Ω, valorile fiind funcţie de turaţiile dinamului de pe tractor, respectiv pe autocamion. Din schema respectivă reiese că în momentul pornirii instalaţiei, tensiunea va creşte pînă la tensiunea reglată, cînd paleta regulatorului de tensiune descurtcircuitează rezistenţa de excitaţie, iar tensiunea dinamului va scădea pînă cînd paleta revine şi scurtcircuitează din nou rezistenţa de excitaţie, cînd tensiunea iarăşi va creşte. În acest fel *R.T.* funcţionează în continuu, cu o frecvenţă variabilă, în general sub 50 Hz, avînd ca sarcină acumulatorul, depinzînd de turaţia dinamului.

Limitatorul de curent *L.C.* lucrează în mod identic cu *R.T.* cu aceeaşi rezistenţă de excitaţie, avînd contactele înseriate. Deci pentru urmărirea fenomenului este suficient să se studieze regulatorul de tensiune. Astfel

la turații mici, în cazul rezistențelor mari de excitație, excitările dinamului se produc lent, iar dezexcitările brusc ; la turații medii ale dinamului excitările și dezexcitările se produc în același ritm, iar la turații mari, excitările se produc brusc și dezexcitările în mod lent. Se constată că de la o anumită turație în sus, la introducerea rezistenței de excitație, tensiunea dinamului se menține, ca în continuare să crească odată cu turația, iar paleta regulatorului de tensiune rămîne atrasă de miezul bobinei. În acest caz frecvența paletei *R.T.* este egală cu zero, excitarea nefiind urmată de dezexcitare. Astfel, pentru ca tensiunea dinamului să nu ajungă să crească peste tensiunea reglată, avînd rezistența de excitație în circuit (adică frecvența paletei *R.T.* să nu fie egală cu zero), la turația limită superioară, a fost necesar ca pentru releele de la tractoare să se aleagă o rezistență inițial de 70 Ω (ulterior s-a trecut la 40 Ω), iar pentru releele de la autovehicule, o rezistență de excitație de 125 Ω. Cu aceste rezistențe, tensiunea reglată rezultată este media oscilațiilor apreciabile datorite excitărilor și dezexcitărilor. Deoarece dezexcitările amplificate de oxidarea contactelor sînt cauza defecțiunilor, ca o soluție de îmbunătățire a situației ar fi folosirea dinamurilor la turații maxime posibile pentru instalațiile respective, cînd dezexcitările sînt lente. Oxidarea contactelor *R.T.* (resp. *L.C.*), după cum s-a amintit, provoacă amplificarea dezexcitărilor dinamului, deci și cauza oscilațiilor defectuoase.

Ca urmare a acestor oscilații de natură electrică, apar oscilațiile mecanice ale conjunctor-disjunctorului, care în timp scurt duc la sudarea contactelor lui, mai ales la turații mici și cînd bateria este încărcată.

3. SCHEMA PROPUSĂ

Pentru eliminarea acestor deficiențe, s-a propus folosirea unei rezistențe de excitație mici, în care caz nu pot apărea dezexcitări brusce și nici energii disipate mari pe contacte, chiar dacă are loc o oarecare oxidare a contactelor. În acest caz, oxidarea contactelor este redusă mult prin faptul că diferența de potențial pe care o scurtcircuitează contactele este mult micșorată. Din experimentări s-a dedus că rezistența de excitație optimă R_1 este de aproximativ 13 ohmi. Această valoare a fost determinată de mai mulți factori care rezultă din expunerea ce urmează. Oscilațiile tensiunii reglate, datorită excitărilor și dezexcitărilor obținute cu R_1, sînt foarte reduse (ceea ce reprezintă un fapt urmărit). Din cauza rezistenței mici însă, releul funcționează cu această rezistență, introducînd-o și scoțînd-o din circuitul de excitație al dinamului, în limite restrînse ale turației acestuia și anume între 1 500 și 1 800 t/min. (pentru cazul dinamului de 450 W). De la turația de 1 800 t/min în sus, dinamul se excită chiar cu rezistența de excitație introdusă în circuit, iar la creșterea în continuare a turației dinamului, tensiunea ar crește și ea. Pentru a limita însă această creștere a tensiunii este nevoie de o nouă dezexcitare a dinamului. Acest lucru se realizează prin scurtcircuitarea bobinei de excitație a dinamului, iar în locul

ei, paralel cu rotorul dinamului, apare chiar rezistența de excitație, așa cum rezultă și din fig. 2.

După cum se vede, contactul de scurtcircuitare a excitației este pus la masă, pentru că celălalt capăt al excitației reprezintă însăși masa.

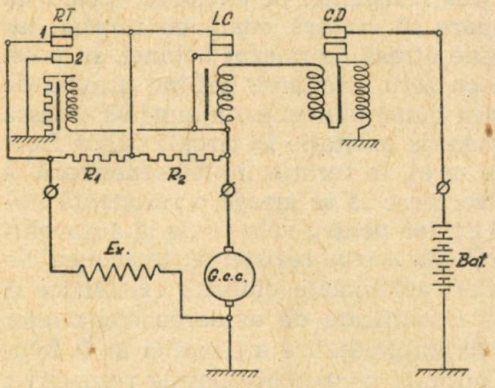


Fig. 2.

În acest fel, în prima fază, excitarea dinamului se face în același mod ca în schema din fig. 1, dar cu rezistența de excitație $R_1 = 13$ ohmi, cînd se stabilește o tensiune reglată U_{r1}. Odată cu creșterea turației însă va începe să crească și tensiunea, iar paleta regulatorului de tensiune, direct legată de excitație, va fi atrasă de miez tot mai mult, pînă cînd, întîlnindu-se cu contactul de masă, va scurtcircuita bobina de excitație. În momentul scurtcircuitării excitației, tensiunea scade, iar paleta *R.T.* se eliberează, descircuitînd excitația. În același moment, cu toate că R_1 se înseriază cu excitația, tensiunea crește pînă la o nouă scurtcircuitare a excitației și așa mai departe. În acest fel se stabilește a doua tensiune reglată U_{r2}, care este mai mare decît U_{r1}. Reglarea tensiunii de încărcare a bateriei de acumulatoare prin intermediul scurtcircuitării și descurtcircuitării excitației dinamului, practic nu provoacă oscilații cu mult mai mari decît cu rezistența de excitație R_1, pentru că constanta de timp a circuitului de excitație în stare scurtcircuitată este maximă posibilă, adică timpul de dezexcitare este maxim posibil pentru acest circuit: $T = L/R$, relația fiind caracteristică fenomenelor tranzitorii.

Din încercările experimentale rezultă că micșorarea diferenței de tensiune $U_{r2} - U_{r1}$ conduce la îmbunătățirea caracteristicilor de funcționare ale releului $U = f(I)$ la $n = \text{ct}$, respectiv $U = f(n)$ la $I = \text{ct}$. Această direrență dintre cele două tensiuni reglate depinde de valoarea lui R_1 și este cu atît mai mică, cu cît aceasta este mai mică. Din acest punct de vedere valoarea lui R_1 este limitată în sus. Pe de altă parte, această diferență $U_{r2} - U_{r1}$ se reglează prin construcția paletei regulatorului de tensiune.

După cum s-a văzut, tensiunea reglată U_{r2} se obține prin scurtcircuitarea excitației. Concomitent, rezistența R_1 apare ca o rezistență de sarcină a sistemului. În acest fel, valoarea lui R_1 este limitată de curentul maxim admis prin contactul de reglare a tensiunii U_{r2}. Curentul stabilit prin contactele de masă trebuie să fie cît mai mic pentru a reduce energia disipată în ele. De asemenea, calității contactelor se cere ca oxidul lor să fie bun conducător de electricitate, pentru ca la închiderea mecanică a contactelor să nu apară întreruperea electrică a circuitului, fapt ce ar duce la creșterea tensiunii reglate. Astfel, s-au făcut experimentări cu contacte din Ag (OCd 12%) presate, sinterizate și iar presate, în condiții speciale

de presiune și temperatură, care au dat rezultate satisfăcătoare, în urma unei probe de durată de aproximativ 1 300 ore de funcționare continuă (fără nici o intervenție), pe un releu cu schema modificată ca în fig. 2.

După cum se vede din fig. 2 și limitatorul de curent prezintă un circuit aparte ca și regulatorul de tensiune. Limitatorul de curent intră în funcțiune atunci cînd curentul de sarcină depășește valoarea curentului reglat. Rezistența R_2 a fost determinată astfel ca limitatorul de curent, lucrînd împreună cu regulatorul de tensiune, să ne dea variații minime de tensiune, în limitele de la 1 500 pînă la 8 000 t/min, ale dinamului și pentru variația curentului între zero și valoarea reglată. Prin urmare, ținînd cont de aceste condiții, rezistența R_2 s-a stabilit în mod practic ca și rezistența R_1, din oscilograme, primind valoarea de 35 ohmi.

Excitările și dezexcitările provocate de rezistența de excitație R_2 dau naștere la oscilații mai mari decît cele datorită rezistenței R_1, însă ele nu sînt de loc periculoase, deoarece au loc în situația cînd curentul de sarcină este maxim iar minimul oscilațiilor este foarte departe de cazul cînd ar putea apare curenți inverși în funcționarea normală (cum este cazul releului din fig. 1). Pe de altă parte, excitarea sau dezexcitarea provocată de rezistența R_2 este limitată de intervenția regulatorului de tensiune, ceea ce nu este posibil la schema releului din fig. 1.

Problema contactelor la limitatorul de curent este de aceeași importanță ca la regulatorul de tensiune, deci și calitatea lor trebuie să fie corespunzătoare.

În sfîrșit trebuie arătat că valorile rezistențelor R_1 și R_2 pot fi diferite, în funcție de dinamuri și de turațiile cu care ele lucrează.

4. ÎNCERCĂRI EXPERIMENTALE

În scopul verificării experimentale, s-au executat 10 relee. Superioritatea schemei modificate (fig. 2) față de cea existentă (fig. 1) rezultă din faptul că releele cu schema nouă au funcționat peste 1 000 ore la proba de durată, fără intervenție din exterior, adică fără a le curăți contactele sau a le regla.

În încheiere, sînt prezentate oscilogramele caracteristice din cadrul cercetărilor descrise în prezenta lucrare. Astfel :

Oscilograma din fig. 3, a, reprezintă încărcarea acumulatorului cu un releu de 300 W normal (conform fig. 1) cu $R_{ex} = 70\ \Omega$; care prezintă pericolul distrugerii instalației (vezi capitolul 2). Oprirea încărcării ne arată cît de aproape este valoarea curentului invers la deconectarea *C.D.*-ului, față de curenții inverși de la încărcarea curentă a acumulatorului respectiv.

Indicațiile ampermetrului sînt de 8—12 A. Valoarea curentului invers în acest caz este de aproximativ minus 9 A. Domeniul de oscilații ale curentului de încărcare este de peste 20 A.

Oscilograma din fig. 3, b, confirmă cele prezentate pentru oscilograma 3, *a* şi anume se observă deconectări şi conectări repetate ale *C.D.*-ului în timpul funcţionării instalaţiei, cînd curba curentului prezintă discontinuităţi.

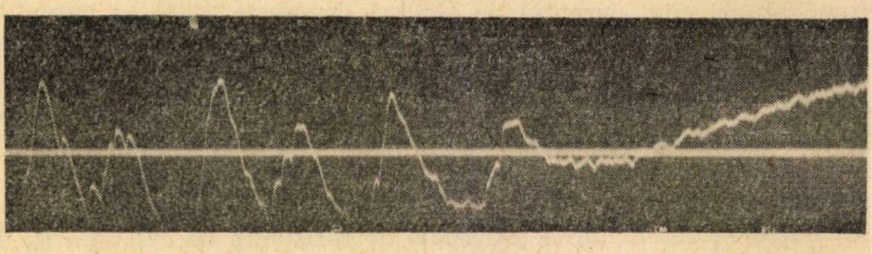


Fig. 3, *a.*

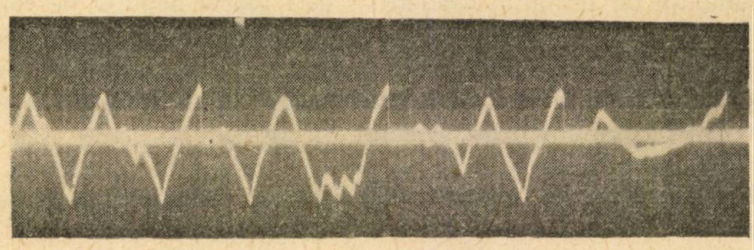


Fig. 3, *b.*

Oscilogramele din figura 3 sînt pentru relee cu contacte oxidate.

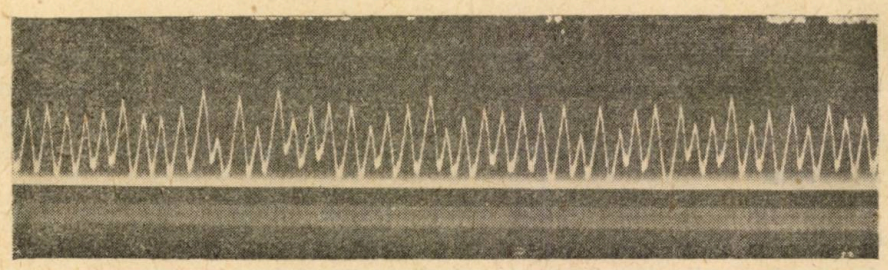


Fig. 4.

Oscilograma din fig. 4, reprezintă curentul de încărcare al acumulatorului cu un releu de 300 W, avînd rezistenţa de excitaţie micşorată la 40 ohmi. Oscilaţiile curentului de încărcare sînt în domeniul de 11 A. Curentul mediu de încărcare este de 5,5 A. Această oscilogramă este pentru releul cu contacte neoxidate.

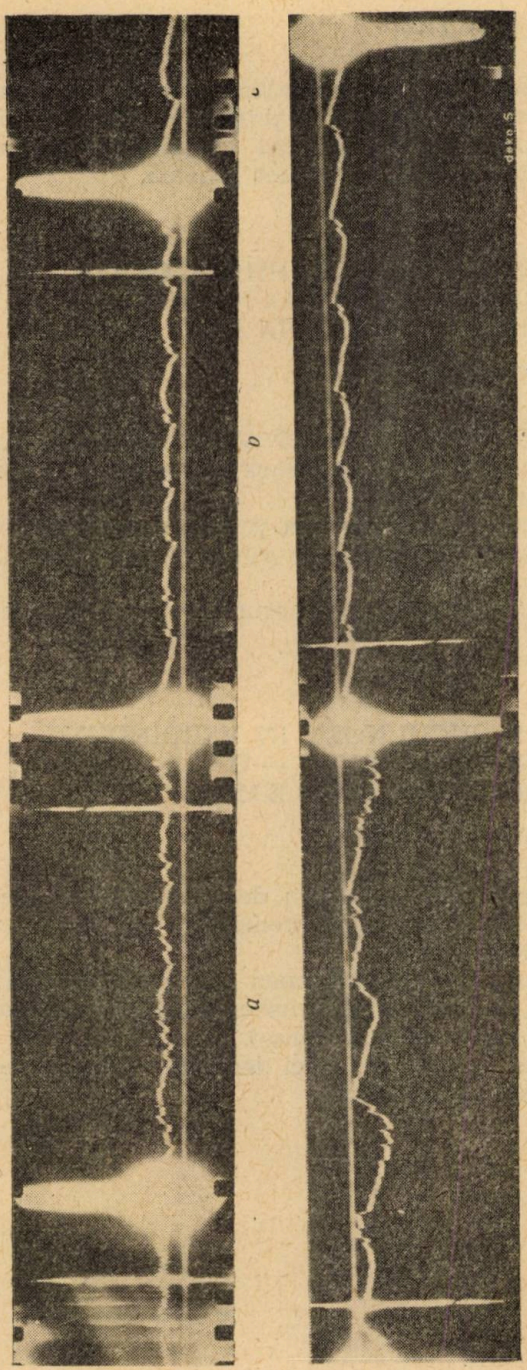


Fig. 5.

Oscilogramele nr. 5,a 5, e, reprezintă curentul de încărcare al unei baterii de acumulatoare pentru releul cu schema modificată. Oscilogramele corespund la cinci turații, conform tabelului 1.

Tabelul 1

Oscilograma nr.	Turația dinamului G 450 W în t/min.	Curentul în A		Domeriul de oscilație a curentului în amperi ($I_{max}=I_{min}$)
		min.	max.	
5 *a*	1 600	1,22	2,84	1,62
5 *b*	3 000	1,00	3,00	2,00
5 *c*	4 500	0,65	2,70	2,05
5 *d*	6 000	0,40	2,60	2,2
5 *e*	7 500	0,0	4,50	4,50

Se observă că oscilațiile sînt mult micșorate.

Cazurile prezentate sînt pentru curenți de încărcare cu valorile la limita inferioară, deoarece acestea prezintă cel mai mare interes.

Observații.

Toate oscilogramele s-au făcut la aceeași scară. Cele din figurile *3, a, 3, b* și *4* sînt pentru turația dinamului de 2 500 rot/min, iar viteza de filmare a fost 100 mm/sec. Oscilogramele *5, a—5, e* s-au făcut cu viteza de 250 mm/sec. Din acestea se poate deduce ușor care este baza de timp.

5. CONCLUZII

Din materialul prezentat rezultă că schema electrică actuală a releelor E.M.T. prezintă neajunsuri. Ca urmare, autorii au propus o schemă nouă. Rezultatele experimentale obţinute pînă în prezent cu această schemă modificată, dovedesc superioritatea ei faţă de vechea schemă.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ В СВЯЗИ С ХАРАКТЕРИСТИКАМИ АВТОТРАКТОРНЫХ РЕГУЛИРОВОЧНЫХ РЕЛЕ ТИПА ЕМТ

(РЕЗЮМЕ)

В работе анализируется работа существующей электрической схемы регулировочных реле, производимых заводом «Электромотор» в Тимишоаре и выявляются недостатки этой схемы.

Описывается новая схема предложенная для устранения недостатков появляющимся во время эксплуатации, при вращении генератора в пределах 1 500—8 000 об/мин.

Приводятся результаты полученные в лаборатории при испытании реле со старой и новой схемой.

EXPERIMENTUELLE UNTERSUCHUNGEN IN VERBINDUNG MIT DEN KENNLINIEN VON AUTO — UND — ZUGMASCHINENRELAIS TYPE E.M.T.

(ZUSAMMENFASSUNG)

In der Arbeit untersucht man das Verhalten des Schaltkreises der Regulierungsrelais, welche von der Fabrik „Electromotor“ Timişoara erzeugt werden, wobei man einige Nachteile zeigt.

Weiterhin beschreibt man den vorgeschlagenen neuen Schaltkreis, welcher die Fehlern der Relais, welche im Arbeitsbereich des Dynamos zwischen 1 500 und 8 000 rot/min auftauchten, beseitigt.

Man zeigt die Laborergebnisse welche man bei der Untersuchung des neuen und des alten Schalterkreises erreicht hat.

ASUPRA CAUZELOR ZGOMOTULUI MAGNETIC AL MAȘINILOR DE INDUCȚIE CU ROTORUL ÎN SCURTCIRCUIT

DE

AL. VASILIEVICI

1. INTRODUCERE

Din rezultatele cercetărilor experimentale ale zgomotului magnetic la motoarele de inducție cu rotorul în scurtcircuit rezultă că frecvențele acestui zgomot sînt cuprinse între 800—4 000 Hz [5], adică în domeniul sensibilității maxime a urechii. În afara acestui domeniu de frecvențe sensibilitatea urechii scade considerabil, pragul de audibilitate crește.

Zgomotul magnetic al mașinii se produce în urma deformațiilor periodice ale statorului provocate de forțele datorită interacțiunii armonicilor cîmpului magnetic în întrefierul mașinilor electrice.

Lucrarea reprezintă o sinteză a cunoștințelor din domeniul zgomotului magnetic al mașinilor electrice. În lucrare se evidențiază cauzele principale care duc la apariția zgomotului de origine magnetică, dîndu-se și indicații concrete pentru construcția unor mașini electrice cu funcționarea liniștită.

2. FORȚELE MAGNETICE PERTURBATOARE ÎN ÎNTREFIERUL MOTOARELOR DE INDUCȚIE TRIFAZATE CU ROTORUL ÎN SCURTCIRCUIT

La analizarea cîmpului magnetic învîrtitor în intrefierul mașinilor de inducție se consideră că acesta este compus dintr-un număr infinit de componente armonice directe și inverse, creiate de curenții statorului și ai rotorului.

Derivat din relațiile corespunzătoare tensiunii magnetice, forța magnetică în punctul din întrefier de coordonate (x, y) conform [5 p. 1] este

$$F = k(b_n^2 + \mu_E b_t^2) \qquad (2.1.)$$

Se descrie b_n ca componenta normală a inducției din întrefier $b_{(x,y)}$; b_t — componenta tangențială; x — coordonata după circumferință; y — coordonata axială și μ_E — permeabilitatea relativă a fierului.

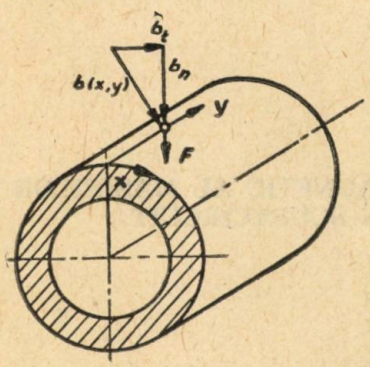


Fig. 2.1.

În ipoteza că căile de fier a circuitelor magnetice sînt foarte puțin sau de loc saturate, se obține o simplificare a relației (2.1.), deoarece $b_t \ll b_n$.

$$F = k b^2_{(x,t)} \tag{2.2}$$

unde $b_{(x,t)}$ este acuma componenta normală a inducției (lăsînd la o parte indicele n).

Pentru găsirea acestei forțe este necesar să se cunoască distribuția inducției $b_{(x,t)}$ în întrefier după coordonata circulară x și în dependență de timpul t. Funcția $b_{(x,t)}$ se prezintă de-a lungul circumferinței întrefierului mașinilor electrice, într-un punct oarecare sub forma curbei de cîmp.

Pentru armonica ν a statorului și armonica μ a rotorului avem:

$$b_{\nu\,(x_1,t)} = B_\nu \cdot \sin(\omega_\nu t - \alpha\nu) \tag{2.3}$$

$$b_{\mu\,(x_1,t)} = B_\mu \cdot \sin(\omega_\mu t - \mu\alpha). \tag{2.4}$$

În felul acesta inducția totală într-un punct dat al întrefierului este egală cu suma inducțiilor tuturor armonicilor.

$$b_{(x,t)} = \sum B_\nu \cdot \sin(\omega_\nu t - \nu\alpha) + \sum B_\mu \sin(\omega_\mu t - \mu\alpha) \tag{2.5}$$

Astfel forțele magnetice perturbatoare prezintă un spectru de forțe exprimat de relațiile (2.2) și (2.5). Fiecare din armonicile forțelor creează un număr propriu bine determinat de perechi de poli de deformație ai statorului r, care reprezintă numărul de unde pe circumferință (vezi fig. 4.3 și 4.4).

Ținînd cont că armonicile statorului și rotorului se scriu conform [1]:

$$\begin{aligned} \nu &= 2k_1 m_1 + 1 \\ \mu &= 2k_1 m_1 + \frac{k_2 Z_2}{p} + 1 \end{aligned} \tag{2.6}$$

unde: m_1 — numărul de faze statorice,
p — numărul perechilor de poli,
Z_2 — numărul de crestături rotorice,
k_1 și k_2 — pot lua toate valorile întregi pozitive sau negative, inclusiv zero.

Se pot scrie următoarele valori ale numărului de ordine al undelor de , respectiv ale numărului de perechi de poli de deformație a statorului, rm [6] :

$$\begin{aligned}
r_{1-1} &= \nu' - \nu'' = 6(k_1' - k_1'')p \\
r_{1+1} &= \nu' + \nu'' = [6(k_1' + k_1'') + 2]p \\
r_{2-2} &= \mu' - \mu'' = Z_2(k_2' - k_2'') + 6(k_1' - k_1'')p \\
r_{2+2} &= \mu' + \mu'' = Z_2(k_2' + k_2'') + [6(k_1' + k_1'') + 2]p \\
r_{2-1} &= \mu - \nu = Z_2 k_2 + 6(k_1' - k_1'')p \\
r_{2+1} &= \mu + \nu = Z_2 k_2 + [6(k_1' + k_1'') + 2]p.
\end{aligned} \tag{2.7}$$

Din toată varietatea forțelor care provoacă oscilațiile ne interesează forțe care au numărul de ordine r minim, deoarece în acest caz pot loc deformațiile maxime ca amplitudine.

3. FRECVENȚA FORȚELOR MAGNETICE PERTURBATOARE

Frecvențele de variație a forțelor magnetice arătate, în ordinea corespătoare expresiilor inițiale (2.7) vor fi următoarele :

$$\begin{aligned}
f_{r_{1-1}} &= f_{\nu'} - f_{\nu''} = 0 \\
f_{r_{1+1}} &= f_{\nu'} + f_{\nu''} = 2f \\
f_{r_{2-2}} &= f_{\mu'} - f_{\mu''} = f\frac{Z_2(k_2' + k_2'')}{p}(1 - s) \\
f_{r_{2+2}} &= f_{\mu'} + f_{\mu''} = f\left[2 + \frac{Z_2(k_2' + k_2'')}{p}(1 - s)\right] \\
f_{r_{2-1}} &= f_{\mu'} - f_{\nu'} = f\frac{Z_2 k_2}{p}(1 - s) \\
f_{r_{2+1}} &= f_{\mu'} + f_{\nu'} = f\left[2 + \frac{Z_2 k_2}{p}(1 - s)\right]
\end{aligned} \tag{3.1}$$

Aici se folosesc aceleași notații ca și în expresiile precedente. Suplitar notăm cu :

f — frecvența tensiunii rețelei,
f_r — frecvența armonicilor forțelor,
și $f_{\mu'}$ — frecvențele armonicilor statorului și rotorului.

Din analiza expresiilor (3.1) reiese că numărul frecvențelor pentru re serie nu este limitat, deoarece k reprezintă un număr întreg care ază de la $-\infty$ la $+\infty$ inclusiv zero, iar fiecare regim de funcționare otorului având alunecarea sa proprie s, va avea seriile proprii pentru onicile forțelor.

4. OSCILAȚIILE JUGULUI STATORIC

Se analizează oscilațiile jugului statoric pentru că ele contribuie în mod primordial la generarea zgomotului. Jugurile le putem considera aproximativ inele omogene la care forțele în direcția axială acționează aproape uniform distribuit, pe cînd în direcție radială sînt distribuite periodic spațial. Ținînd seama de acest lucru se va vorbi în continuare despre problema oscilațiilor plane ale corpului inelar.

Din teoria oscilațiilor [9] se știe că oscilația plană a inelului poate fi de tipuri bine determinate caracterizată prin ordinul oscilației r.

Pentru $r=0$ (fig. 4.1 și 4.2) avem deaface cu o întindere a jugurilor, pentru $r=1$ (fig. 4.3) apare o încovoiere a arborelui, iar pentru $r\geqslant 2$ jugurile sînt supuse la încovoiere (fig. 4.4 și 4.5).

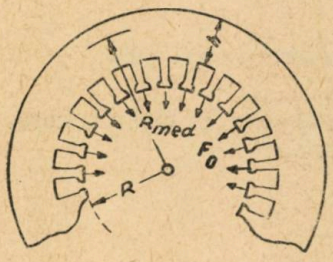


Fig. 4.1.

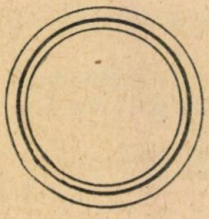


Fig. 4.2.

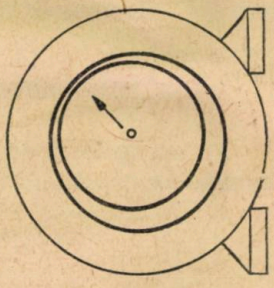


Fig. 4.3.

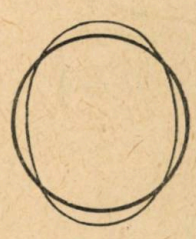


Fig. 4.4.

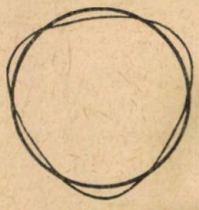


Fig. 4.5.

Calculînd frecvențele acestor oscilații se pot stabili frecvențele de rezonanță date de Jordan [10].

Rezonanțele pot duce chiar la forțe relativ mici la elongații considerabile și prin aceasta la zgomot. Ele trebuiesc de aceea evitate în toate împrejurările.

În sfîrșit nu are sens să analizăm frecvențele oscilațiilor proprii de ordin ce depășește $r>4$, deoarece oscilațiile de acest ordin înalt, au amplitudini mici și care dispar atît de rapid și frecvențe atît de înalte încît nu prezintă interes din punct de vedere al zgomotului.

5. CONCLUZII

Ca urmare a crestăturii statorului și rotorului și a repartizării înfășurării mașinilor electrice, iau naștere pe lîngă cîmpul fundamental, cîmpuri superioare.

Prin interacțiunea acestor cîmpuri superioare se formează unde de forțe radiale al căror număr de ordine pe perimetru (r) este egal cu suma sau diferența polilor cîmpului și a căror frecvență este egală cu suma sau diferența frecvențelor cîmpurilor. Mărimea lor depinde la număr de crestături statorice dat, de numărul de crestături rotorice.

Forțele radiale acționează asupra capetelor de dinți și sînt transmise asupra jugurilor. Acestea suferă deformații a căror repartiție spațială și mărime depinde de numărul de ordine al undelor de forță radială. Deformațiile mai periculoase sînt cele cu număr de ordine $r=1$, la care arborele este solicitat la încovoiere.

Alegerea corespunzătoare a numărului de crestături statorice și rotorice are o influență importantă asupra valorii zgomotului, deoarece determină numărul de perechi de poli ai armonicilor superioare și prin aceasta numărul de ordine al forțelor magnetice.

Pentru toate aceste deformații se pot forma anumite rezonanțe, care pentru numere de ordine r mici cad în domeniul de funcționare și duc la o creștere pronunțată a amplitudinilor deformațiilor.

În concluzie în producerea zgomotului magnetic nu este atît de importantă mărimea cîmpurilor superioare, ci numai suma sau diferența numerelor lor de perechi de poli și capacitatea de oscilație, analizată mai sus, a elementelor constructive.

Înlăturarea zgomotelor de origine magnetică se poate realiza pe mai multe căi [10] :

a) Înlăturarea armonicilor superioare cauzate de repartizarea înfășurării. Aceasta se poate realiza, de exemplu, prin folosirea unui rotor fără crestături. Cu aceasta înrăutățim însă considerabil economicitatea mașinii, așa că această soluție nu poate fi aplicată la mașini normale.

b) Micșorarea armonicilor superioare se poate realiza prin măsurile de scurtare a pasului, înclinarea crestăturilor, folosirea crestăturilor închise, precum și alegerea unor numere mari de crestături pe poli și fază în stator. Prin aceasta, însă se realizează doar o micșorare mică a zgomotului magnetic.

c) În mod hotărîtor se poate influența zgomotul magnetic numai prin alegerea corespunzătoare a numărului de crestături rotorice, care să dea unde de forță cu asemenea număr de ordine încît deformațiile corespunzătoare ale jugurilor să fie cît se poate de mici. La mașinile mici și mijlocii aceasta este echivalent cu alegerea unui număr de ordine mare al undelor de forță. La mașinile mari, este posibil, ținîndu-se cont de îndepărtarea mare a rezonanței, să se admită și numere de ordine mai mici ale undelor de forță.

Măsura esențială în construirea unor motoare cu funcționarea liniștită o constituie deci alegerea potrivită a raportului numerelor de crestături din stator și rotor, căruia trebuie să i se dea o atenție deosebită.

BIBLIOGRAFIE

1. Richter R., *Mașini electrice.* Vol, IV. *Mașini asincrone.* Editura Tehnică, București 1960.
2. Bichir I. N., Studiul zgomotului mașinilor electrice. Rev. Electrotehnica 11, Nr. 2, 1963.
3. Bichir I. N. și Vînaru L. C., Metode practice pentru măsurarea zgomotului mașinilor electrice rotative. Rev. Electrotehnica 11, Nr. 11—12, 1963.
4. Bichir I. N., Studiul zgomotului mașinilor electrice rotative. Lucrări prezentate la a IV-a sesiune de comunicări teh-științ. Vol. I. I.D.T., București, 1964.
5. Slavin I. I., *Zgomotul industrial și combaterea lui.* (trad. l. rusă) București, Ed. Tehn. 1957.
6. Voronezki B. B. și Kucier L. R., *Magnitnîi șum trifazniîh asincronniîh Korotkoszmknîtniîh electrodvigatelei.* Moscova—Leningrad, Gosenergoizdat 1957.
7. Lehmann S., Über die Kraftwellen-Ordnungszahlenschemata für die rechnerische Untersuchung magnetischer Geräusche an Drehstrommaschinen und die Ermittlung mittel elektronischer Digital-Rechenautomaten. Dissertation. Tech. Hochschule Darmstadt 1961.
8. Frohne R., Über die primaren Bestimmungsgrössen der Lautstärke bei Asynchronmaschinen. Disertation. Techn. Hochschule Hannover, 1959.
9. Bădărău E. și Grumăzescu M., *Bazele acusticii moderne.* Editura Academiei R.P.R. București 1961.
10. Jordan H., *Geräuscharme Elektromotoren.* Girardet Essen 1950.
11. Mühleisen K., Beitrag zur geräuschuntersuchung an elektrischen Maschinen kleiner Leistung. Disertation. Tehn. Hochschule Stuttgardt 1958.

В СВЯЗИ С ПРИЧИНАМИ ВОЗНИКНОВЕНИЯ МАГНИТНОГО ШУМА В ИНДУКТИВНЫХ МАШИНАХ С КОРОТКОЗАМКНУТЫМ РОТОРОМ

(РЕЗЮМЕ)

В работе рассматриваются причины возникновения магнитного шума в индуктивных машинах и отмечается что под действием периодических радиальных сил, статор машины деформируется и соприкосаясь с упругой средой создает звуковые волны. Определяются выражения для числа порядка силовых волн и для частоты магнитных пертурбационных сил. Анализируются колебания статорного ярма и влияние сопротивления. На основании полученных выводов указываются необходимые меры для производства машин с нормальным и спокойным действием.

ÜBER DIE GRUNDE DER MAGNETISCHEN GERAUSCHE DER INDUKTIONSMASCHINEN MIT KURZSCHLUSSLAUFER

(ZUSAMMENFASSUNG)

In der Arbeit untersucht mai die Gründe welche zur Erscheinung der magnetischen Geräusche bei Induktionsmaschinen beitragen, wobei durch den Einfluss der periodischen Radialkräfte der Ständer der Maschine deformiert wird und im Kontakt mit den elastischen Medium, bildet er Schallwellen. Man bestimmt die Ausdrücke für die Ordnungszahl der Kraftwellen und für die Frequenz der magnetischen Störungskräften. Es werden die Schwingungen des Ständerjochs und der Einfluss der Resonanz analisiert. Auf Grund der Schlussfolgerungen zeigt man die Massnahmen welche man für die Erzeugung einer geräuscharmen Maschine braucht.

DETERMINAREA PULSAȚIILOR PROPRII ALE GRINZILOR CU ZABRELE PLANE CU TĂLPI NEPARALELE *

DE

D. MATEESCU, M. IVAN

1. GENERALITĂȚI

La proiectarea construcțiilor supuse la sarcini dinamice în afara calculelor obișnuite de dimensionare și verificare este necesar să se efectueze și un calcul dinamic.

Calculul dinamic se efectuează în vederea stabilirii valorii pulsațiilor proprii ale elementelor de construcție separate și pentru ansamblul structurii de rezistență a construcției.

Determinarea pulsațiilor proprii ale grinzilor cu zădrele folosind metodele exacte este practic imposibilă, chiar pentru grinzile cu zăbrele la care numărul nodurilor este mic, fapt care impune folosirea unor metode aproximative de calcul, ce conduc la rezultate suficient de exacte, reducînd în același timp volumul calculelor în mod simțitor.

În sensul celor arătate mai sus, în lucrarea de față se prezintă metodele aproximative folosite la determinarea pulsației proprii a grinzii cu zăbrele cu tălpi neparalele din fig. 1, precum și concluzii în legătură cu aplicarea acestor metode.

2. IPOTEZE ȘI DATE INIȚIALE

Grinzile cu zăbrele formează sisteme cu un număr infinit de grade de libertate dinamică, întrucît fiecare bară vibrează separat față de poziția ei inițială și în ansamblu împreună cu celelalte bare. Vibrațiile proprii ale

---

* Lucrare prezentată la a XII-a sesiune de comunicări științifice a cadrelor didactice din I.P.T.

barelor sînt neglijabile în raport cu cele ale grinzii în ansamblu [1], [2] ceea ce ne permite să considerăm barele drepte în decursul vibrațiilor grinzii.

Bazați pe această ipoteză, putem admite că masele barelor se concentrează în noduri, repartizarea făcîndu-se în mod egal la nodurile grinzii.

Din punct de vedere al calculului dinamic, grinda cu zăbrele devine astfel un sistem de puncte materiale legate între ele prin forțele axiale din bare.

Numărul infinit de grade de libertate se reduce la un număr egal cu dublul numărului de noduri ale grinzii, mai puțin numărul legăturilor simple din reazeme. Dimensiunile grinzii cu zăbrele rezultă din fig. 1.

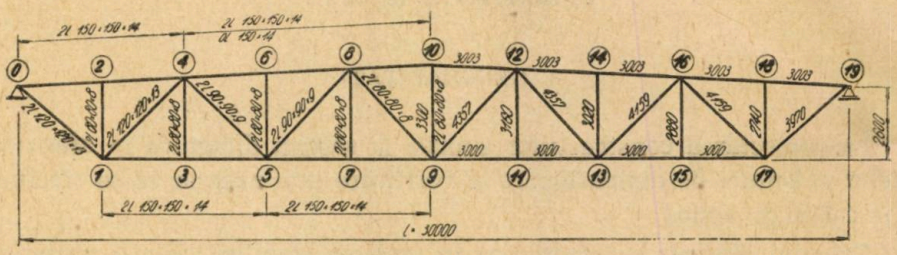


Fig. 1.

Sarcinile luate în considerare la dimensionarea fermei sînt următoarele :

— încărcări permanente din învelitoare din plăci prefabricate din beton armat	$= 255$ kg/m^2
— greutatea proprie a panelor	$= 15$ kg/m^2
— greutatea proprie a contravîntuirilor	$= 10$ kg/m^2
— greutatea proprie a fermei	$= 40$ kg/m^2
Total :	$g = 320$ kg/m^2
	$p = 100$ kg/m^2
Total :	$q = 420$ kg/m^2

Traveea fiind de 9 m, rezultă încărcarea pe metru liniar de fermă de $9 \times 420 = 3\,800$ kg/m.

3. METODE APROXIMATIVE FOLOSITE LA DETERMINAREA PULSAȚIILOR PROPRII

3.1. Metoda energetică

La baza acestei metode stă principiul conservării energiei care exprimă condiția ca suma energiei cinetice și potențiale în orice moment al oscilației rămîne constantă, adică :

$$E+W=C \tag{1}$$

Pulsația proprie a grinzii cu zăbrele determinată folosind metoda energetică are expresia :

$$\theta^2=\frac{\sum_{i=1}^{n} m_i g v_i}{\sum_{i=1}^{n} m_i (u_i^2+v_i^2)} \tag{2}$$

unde :

m_i — masa nodului i, în care se includ forțele concentrate aplicate în nod și greutatea proprie a elementelor aferente nodului ;
v_i — deplasarea pe verticală a nodului i [1] ;
u_i — deplasarea orizontală a nodului i ;
g — accelerația gravitației.

În formula (2) energia potențială de deformație se poate exprima și în funcție de eforturi :

$$\theta^2=\frac{\sum_{i=1}^{n}\sum_{k}\frac{N_{ik}^2 l_{ik}}{EA_{ik}}}{\sum_{i=1}^{n} m_i(u_i^2+v_i^2)} \tag{2 a}$$

în care :

N_{ik} — efortul în bara ik provenit din încărcarea statică a grinzii cu zăbrele ;
l_{ik} — lungimea barei ik ;
A_{ik} — suprafața secțiunii transversale a barei.

Calculul se simplifică mult dacă se renunță la deplasările orizontale u în această situație formula (2) se transformă astfel :

$$\theta=\frac{\sum_{i=1}^{n} m_i g v_i}{\sum_{i=1}^{n} m_i g v_i^2}. \tag{3}$$

BUDAPESTI MŰSZAKI EGYETEM KÖZPONTI KÖNYVTÁRA 1848

[1] Se presupune că forțele aplicate în nodul i, au direcție verticală și deci în expresia lucrului mecanic vor intra numai deplasările pe verticală.

3.2. Metoda grinzilor echivalente

Metoda aceasta constă în înlocuirea grinzii cu zăbrele cu o grindă cu inimă plină, de rigiditate identică.

Momentul de inerție al grinzii înlocuitoare se determină din condiția de egalitate a deformațiilor celor două grinzi (grinda cu zăbrele și cea înlocuitoare) într-un punct caracteristic, care poate fi mijlocul grinzii sau punctul unde se aplică sarcina concentrată cea mai mare.

După determinarea momentului de inerție al grinzii înlocuitoare pulsațiile proprii se pot determina folosind metode exacte sau aproximative.

Prima pulsație θ a grinzii simplu rezemate cu infinite grade de libertate din calcul exact este :

$$\theta^{1)} = \frac{\pi^2}{l^2}\sqrt{\frac{EJ}{m}}. \tag{4}$$

Dacă în formula (4) se înlocuiește momentul de inerție al grinzii înlocuitoare se obține pulsația proprie sub forma :

$$\theta^{1)} = 1{,}126\sqrt{\frac{g}{v_j}} \tag{5}$$

unde :

v_j — deplasarea pe direcția verticală a punctului caracteristic j ;

3.3. Metoda înlocuirii maselor repartizate cu mase concentrate

3.3.1. *Considerînd întreaga masă a grinzii concentrată într-un punct*

Pulsația proprie de rangul întîi are expresia :

$$\theta^{1)} = \sqrt{\frac{1}{m\delta_{jj}}} \tag{6}$$

unde :

δ_{jj} — săgeata în punctul j în care am concentrat masa din încărcarea unitară verticală aplicată în j,

m — masa concentrată în punctul j.

3.3.2. *Considerînd masa grinzii concentrată în două puncte*

Pulsațiile proprii ale grinzii cu zăbrele considerată sistem cu două grade de libertate vor fi :

$$\theta^{1),\,2)} = \sqrt{\frac{1}{m(\delta_{jj} \pm \delta_{jl})}}. \tag{7}$$

În formula (7) s-a considerat că masele concentrate în punctele i și j sînt egale ($m_i = m_j = m$).

$\delta_{ij} = \delta_{jl}$ — deplasarea punctului i pe verticală din încărcarea cu forța unitară aplicată în punctul j.

4. CONCLUZII

În tabelul 1 se dau valorile pulsaţiei fundamentale θ^1 calculate cu diferite metode şi erorile procentuale, faţă de valoarea obţinută considerînd sistemul cu două mase.

Tabelul 1

Valorile pulsaţiei proprii θ^1 stabilite cu diferite metode de calcul

	Metoda de calcul			
	Energetică	Grinzi echivalent.	1 masă	2 mase
Pulsaţia θ^1) (sec^{-1})	15,75 15,80	16,02	14,79	15,50
Eroarea %	+1,04 +1,61	+3,33	−4,57	0

Se observă că eroarea comisă la stabilirea pulsaţiei proprii cu metoda energetică neglijînd deplasările orizontale ale nodurilor este de numai $\varepsilon = 0{,}317\%$ de unde se poate trage concluzia că deplasările orizontale pot fi neglijate.

Comparînd valorile pulsaţiei proprii θ de mai sus, se constată că şi pentru grinzile cu zăbrele plane cu tălpi neparalele, metoda energetică şi a grinzilor echivalente aproximează în plus, dar rezultatele sînt pe deplin satisfăcătoare.

Deşi, valorile obţinute aplicînd metoda grinzilor echivalente sînt mai puţin exacte decît cele din metoda energetică, se poate spune totuşi că această metodă de calcul este de preferat pentru că volumul de calcule ce trebuie efectuat este mai redus, iar rezultatele diferă cu puţin (în cazul de faţă $\varepsilon = +1{,}4\%$).

Metoda concentrării maselor distribuite în mase concentrate conduce la valori ale pulsaţiei mai aproximative, în cazul concentrării masei într-un punct şi la valorile cele mai apropiate de realitate în cazul concentrării masei în două puncte.

Din tabelul 1 se observă că la determinarea pulsaţiei proprii θ, erori mai mari se obţin cînd se aplică metoda grinzilor echivalente şi a concentrării masei într-un singur punct.

Erorile fiind însă de semne diferite media lor conduce la o eroare mult mai mică. Bazaţi pe acest fapt, valoarea pulsaţiilor proprii θ se poate lua suficient de exact (eroarea $\varepsilon = 0{,}65\%$) ca media valorilor obţinute aplicînd metoda grinzilor echivalente şi concentrînd masa într-un singur punct al grinzii. Determinarea pulsaţiei proprii aplicînd aceste metode evită efectuarea unor calcule laborioase şi conduce, aşa cum s-a arătat mai sus, la rezultate suficient de exacte.

În lucrarea de faţă, valorile pulsaţiei proprii s-au stabilit considerînd grinda cu zăbrele ca un element independent deci fără a lua în considerare influenţa legăturilor cu alte elemente ale structurii (pane, contravîntuiri, învelitoare etc.). Valoarea pulsaţiei proprii stabilită în aceste condiţii este mai mare decît cea care s-ar obţine ţinînd seama şi de influenţa legăturilor. Cum însă pentru evitarea fenomenului de rezonanţă pulsaţia proprie a grinzii trebuie să fie diferită de pulsaţia perturbatoare, se poate trage concluzia că pentru pulsaţii mici ale forţei perturbatoare neglijarea legăturilor nu conduce la valori acoperitoare.

Determinarea pulsaţiilor proprii ale grinzii ţinînd seama de legături, constituie o problemă destul de dificilă de prins în calcule, de aceea în asemenea condiţii se impune şi verificarea pe cale experimentală a valorilor pulsaţiei proprii.

BIBLIOGRAFIE

1. C. Avram, I. Munteanu, *Dinamica construcţiilor*. Curs litografiat. Timişoara 1965.
2. I. P. Procofiev, *Statica construcţiilor*. Vol. III. Oficiul de presă, editură şi documentare C.F.R. 1951.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОБСТВЕННЫХ ПУЛЬСАЦИЙ БАЛОК С ПЛОСКАМИ РЕШЕТКАМИ С НЕПАРАЛЕЛЬНЫМИ ПОДБАЛОЧНЫМИ БРУСЬЯМИ

(РЕЗЮМЕ)

В работе излагается серия расчетных методов собственной основной полусации балок с плосками решетками с непаралельными подбалочными брусьями.

Путём сравнения методов выявляются найболее эффективные методы, которые приводят к возможно более точным значениям, при пользовании меньшего числа расчетов.

DÉTERMINATION DES PULSATIONS PROPRES DES POUTRES A TREILLIS PLANS A SEMELLES NON PARALLELES

(RÉSUMÉ)

Dans ce travail on présente une série de méthodes de calcul de la pulsation propre fondamentale des poutres a treillis plans a semelles non paralleles.

En comparant ces méthodes, on met en évidence les méthodes les plus indiquées, menant a des valeurs exactes autant que possibles, en utilisant un volume de calculs réduits.